

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta Strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

## **Automatická výměna obráběcích hlav**

## **Automatic Changing of Cutting Heads**

Student:

Bc. Marek Bečica

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

# Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Marek Bečica**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje

Téma: Automatická výměna obráběcích hlav  
Automatic Changing of Cutting Heads

Jazyk vypracování: čeština

## Zásady pro vypracování:

Navrhněte konstrukční řešení manipulátoru pro přesouvání palety s obráběcí hlavou mezi místem výměny uvnitř pracovního prostoru obráběcího stroje a zásobníkem hlav. Součástí návrhu bude úprava krytování stroje pro umožnění automatického provozu manipulátoru. Maximální hmotnost obráběcí hlavy je 2000 kg. Rozměr palety je 1085x916 mm. Uvnitř pracovního prostoru obráběcího stroje budou tři místa pro výměnu obráběcích hlav.

## Vypracujte:

1. Technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení se všemi nezbytnými výpočty.
2. Konstrukční návrh manipulátoru a úpravu krytování stroje.
3. Pevnostní kontrolu důležitých uzlů.
4. 2D výkresovou dokumentaci vybrané součásti.

## Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910. *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 3. vyd. Praha: Scientia, 1999, 985 s. ISBN 80-7183-164-6.

NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.

MAREK, J., UČEŇ, O. *CNC obráběcí stroje*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2010, 103 s. ISBN 978-80-248-2329-4.

BRENÍK, P. *Obráběcí stroje. Konstrukce a výpočty. Konstrukce a výpočty*. 2. oprav. vyd. Praha: SNTL, 1986, 573 s.

*Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.*

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

Prohlašuji že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

Podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Marek Bečica

Adresa trvalého pobytu autora práce: Trnava 347, okr. Zlín

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

Bečica, M.: *Automatická výměna obráběcích hlav*. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování – 340, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2016. 103s. Diplomová práce, Vedoucí práce: Učeň, O.

Diplomová práce se zabývá návrhem systému automatické výměny obráběcích hlav pro vertikální obráběcí centra vyráběné firmou *Trimill* a.s. Práce se v úvodu zabývá charakterizováním portálových frézek a také technologiemi výměny obráběcích hlav. V další fázi práce jsou navrženy koncepce systémů automatické výměny obráběcích hlav, tyto koncepce jsou vyhodnoceny a vybraný návrh je zpracován.

Klíčová slova: obráběcí hlava, výměna, vertikální obráběcí centra

## **ANNOTATION THESIS**

Bečica, M.: *Automatic changing of cutting heads*. Ostrava: Department of Production Machines and Design – 340, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2016. 103p. Thesis, Thesis head: Učeň, O.

This thesis describes the design of the system of automatic exchange of cutting heads for vertical machining centers manufactured by Trimill Inc. Working with the introduction deals with characterizing gantry milling machines and machining technology exchange heads. In the next phase of work are proposed concept of automatic exchange of cutting heads, these concepts are evaluated and selected design is processed.

Key words: cutting head, exchange, vertical machining centers

## **Poděkování**

V této části práce bych rád poděkoval mému vedoucímu práce, kterým byl Ing. Oldřich Učeň, Ph.D. a také zástupci firmy *Trimill*, kterým byl pan Ing. Pavel Rybář, Ph.D. Za jejich cenné rady a informace, které mi poskytli během konzultací k mé diplomové práci. Dále bych rád poděkoval mé rodině a přítelkyni za podporu během celého studia.

# OBSAH

<b>ÚVOD.....</b>	<b>10</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN .....</b>	<b>11</b>
<b>1 PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRA .....</b>	<b>15</b>
1.1 ROZDĚLENÍ PORTÁLOVÝCH OBRÁBĚCÍCH CENTER.....	15
1.1.1 PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRA TYPU SPODNÍ GANTRY .....	15
1.1.2 PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRA TYPU HORNÍ GANTRY .....	16
1.1.3 PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRA S POHYBLIVÝM STOLEM.....	16
1.1.4 ATYPICKÉ TYPY PORTÁLOVÝCH OBRÁBĚCÍCH CENTER .....	16
1.2 ČÁSTI PORTÁLOVÝCH OBRÁBĚCÍCH CENTER .....	17
1.2.1 PŘÍČNÍK.....	17
1.2.2 PRACOVNÍ STŮL .....	17
1.2.3 OBRÁBĚCÍ HLAVA.....	17
1.2.4 PŘÍČNÉ SANĚ .....	18
1.2.5 VŘETENO .....	18
1.2.6 SLOUPY .....	18
1.3 SYSTÉMY VÝMĚNY OBRÁBĚCÍCH HLAV .....	18
1.3.1 MANUÁLNÍ VÝMĚNA OBRÁBĚCÍCH HLAV.....	19
1.3.2 POLO-AUTOMATICKÁ VÝMĚNA OBRÁBĚCÍCH HLAV .....	19
1.3.3 AUTOMATICKÁ VÝMĚNA OBRÁBĚCÍCH HLAV.....	20
1.3.4 DOSAVADNÍ SYSTÉM VÝMĚNY OBRÁBĚCÍCH HLAV .....	20
<b>2 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ .....</b>	<b>22</b>
2.1 SPECIFIKACE POŽADAVKŮ .....	22
2.2 POŽADAVKOVÝ LIST .....	22
2.2.1 ZADANÉ POŽADAVKY .....	22
2.2.2 SPECIFICKÉ POŽADAVKY .....	23
2.3 KONCEPČNÍ NÁVRH SE SPODNÍM ÚCHOPEM.....	23
2.4 KONCEPČNÍ NÁVRH S HORNÍM ÚCHOPEM .....	24
2.5 VYHODNOCENÍ KONCEPČNÍCH NÁVRHŮ .....	25

2.6	VÝBĚR PRINCIPŮ ŘEŠENÍ KONSTRUKČNÍCH UZLŮ .....	25
2.6.1	ZPŮSOB NÁHONU .....	26
2.6.2	VEDENÍ.....	29
2.6.3	ODMĚŘOVÁNÍ POLOHY .....	31
2.6.4	MAZÁNÍ.....	31
<b>3</b>	<b>KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ.....</b>	<b>33</b>
3.1	NÁVRH KONSTRUKCE MANIPULÁTORU .....	33
3.1.1	SLOUP .....	34
3.1.2	VAZNÍK .....	34
3.1.3	PŘÍČNÍK.....	34
3.1.4	RÁM OSY „Z“.....	36
3.1.5	POLOHOVADLO PŘENAŠEČE.....	37
3.1.6	PŘENAŠEČ .....	38
3.2	NÁVRH KONSTRUKCE OSY „Y“.....	39
3.2.1	RÁM.....	39
3.2.2	VOLBA POHONU .....	39
3.2.3	LINEÁRNÍ VEDENÍ.....	52
3.3	NÁVRH KONSTRUKCE OSY „X“.....	57
3.3.1	RÁM.....	57
3.3.2	VOLBA POHONU .....	57
3.3.3	LINEÁRNÍ VEDENÍ.....	66
3.4	NÁVRH KONSTRUKCE OSY „Z“ .....	67
3.4.1	RÁM.....	68
3.4.2	VOLBA POHONU .....	68
3.4.3	LINEÁRNÍ VEDENÍ.....	77
3.5	PŘENAŠEČ.....	80
3.5.1	VOLBA NÁHONU PŘENAŠEČE.....	80
3.5.2	LINEÁRNÍ VEDENÍ PŘENAŠEČE .....	81
3.6	VÝMĚNNÉ POZICE .....	83



<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>86</b>
<b>SEZNAM ZDROJŮ .....</b>	<b>87</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>88</b>
<b>SEZNAM TABULEK.....</b>	<b>90</b>
<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>91</b>

# ÚVOD

Diplomová práce se bude zabývat návrhem systému automatické výměny obráběcích hlav pro portálové obráběcí centra. V první kapitole budou jednoduše rozebrány typy konstrukcí portálových obráběcích center. V další části kapitoly budou popsány jednotlivé části portálových obráběcích center typu horní gantry. Poslední část první kapitoly se bude zabývat systémy výměn obráběcích hlav používanými u světových výrobců portálových obráběcích center typu horní gantry.

Druhá kapitola obsahuje specifikaci požadavků kladených na výsledné řešení výměny. Budou navrženy dvě koncepční řešení. Na základě specifických požadavků bude vybráno jedno ze dvou řešení, k následnému vyhotovení v konstrukční návrh. V další části kapitoly proběhne výběr způsobu provedení jednotlivým konstrukčními uzly. Bude se jednat zejména o výběr samotných principů řešení.

Třetí a také nejobsáhlejší kapitola bude obsahovat samotný konstrukční návrh. Na začátku kapitoly bude popsán celý návrh s jeho jednotlivými konstrukčními uzly. Tyto uzly budou v následujících podkapitolách řešeny. Bude se jednat zejména o nutné výpočty a konečné volby komponent pro jednotlivé konstrukční uzly.

## SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

ZNAČKA	VELIČINA	JEDNOTKA
$C_{dyn}$	dynamická únosnost kuličkového šroubu	[N]
$F_1$	zatížení při prvním cyklu	[N]
$F_2$	zatížení při druhém cyklu	[N]
$F_k$	maximální teoretická dovolená axiální síla	[N]
$F_{kmax}$	maximální dovolená provozní axiální síla	[N]
$F_m$	střední zatížení	[N]
$F_P$	předepnutí kuličkového šroubu	[N]
$J_m$	redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot	[m <sup>2</sup> ·kg]
$J_{mot}$	moment setrvačnosti motoru s brzdou	[m <sup>2</sup> ·kg]
$J_{rhm}$	moment setrvačnosti redukovaný na hřídeli	[m <sup>2</sup> ·kg]
$J_s$	moment setrvačnosti kuličkového šroubu	[m <sup>2</sup> ·kg]
$L_h$	životnost kuličkového šroubu v provozních hodinách	[hod]
$L_o$	životnost kuličkového šroubu v otáčkách	[otáček]
$M_{dG}$	dynamický moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot	[Nm]
$M_{dGT}$	dynamický moment zátěže od tíhové složky při skloněném vedení	[Nm]
$M_{dKSM}$	dynamický moment zátěže od třecích sil v předepnutí kuličkového šroubu	[Nm]
$M_{dm}$	potřebný moment motoru dle dynamického hlediska	[Nm]
$M_G$	moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot	[Nm]

$M_{GT}$	moment zátěže od tíhové složky při skloněném vedení	[Nm]
$M_{KSM}$	moment zátěže od třecích sil v předeprnutí kuličkového šroubu	[Nm]
$M_L$	moment zátěže od třecích sil v ložisku	[Nm]
$M_m$	potřebný moment motoru dle statického hlediska	[Nm]
$P_m$	potřebný výkon motoru	[W]
$C_{dynL}$	dynamická únosnost lineárního vedení	[N]
$C_o$	statická únosnost lineárního vedení	[N]
$F_A$	axiální síla	[N]
$F_g$	tíhová síla	[N]
$J_P$	moment setrvačnosti převodovky	[m <sup>2</sup> ·kg]
$L_{hod}$	životnost lineárního vedení v provozních hodinách	[m]
$M_1$	statický moment od upnuté palety s obráběcí hlavou	[Nm]
$M_2$	statický moment od tíhové síly přenašeče	[Nm]
$M_3$	statický moment od tíhové síly polohovadla přenašeče	[Nm]
$M_4$	statický moment od tíhové síly rámu osy „Z“	[Nm]
$M_c$	celkový statický moment	[Nm]
$M_{zdrhm}$	dynamický moment zátěže redukováný na hřídeli	[Nm]
$M_{zsrhm}$	statický moment zátěže redukováný na hřídeli motoru	[Nm]
$P_e$	ekvivalentní zatížení lineárního vedení	[N]
$T_t$	celkový čas teoretický	[s]
$F1$	tíhová síla od upnuté palety s obráběcí hlavou	[N]
$F2$	tíhová síla od přenašeče	[N]

$F3$	tíhová síla od polohovadla přenašeče	[N]
$F4$	tíhová síla od rámu osy „Z“	[N]
$T$	reálný celkový čas běhu	[s]
$L$	nominální životnost lineárního vedení	[m]
$a$	lineární zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
$s$	stoupání kuličkového šroubu	[m]
$m$	hmotnost	[kg]
$i$	převodový poměr	[1]
$g$	tíhové zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$m_z$	hmotnost rámu osy „Z“	[kg]
$m_{plř}$	hmotnost polohovadla přenašeče	[kg]
$m_{př}$	hmotnost přenašeče	[kg]
$m_p$	hmotnost technologické palety s obráběcí hlavou	[kg]
$v_{rp}$	jmenovitá rychlost rovnoměrného pohybu	[m/s]
$t_z$	čas zpomalení	[s]
$t_r$	čas rozběhu	[s]
$t_b$	čas běhu	[s]
$t_2$	poměrná doba, po kterou působí příslušné zatížení	[%]
$t_1$	poměrná doba, po kterou působí příslušné zatížení	[%]
$s_z$	dráha zpomalení	[m]
$s_r$	dráha běhu	[m]
$s_c$	celková dráha	[m]

$s_b$	dráha rozběhu	[m]
$n_s$	otáčky kuličkového šroubu	[min <sup>-1</sup> ]
$n_{\max}$	maximální přípustné otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
$n_k$	kritické otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
$k_d$	koefficient závislosti na uložení	[1]
$k_d$	koefficient uložení	[1]
$f_3$	ekvivalentní součinitel tření v kuličkovém šroubu a matici redukováný na poloměr šroubu	[1]
$f_3$	ekvivalentní součinitel tření redukováný na poloměru čepu	[1]
$f_l$	součinitel tření ve vodících plochách	[1]
$d_s$	průměr kuličkového šroubu	[m]
$d_L$	průměr hřídele pro ložisko	[m]
$\alpha$	úhel sklonu vedení	[°]
$\varepsilon_s$	úhlové zrychlení šroubu	[rad/s <sup>2</sup> ]
$\varepsilon_m$	úhlové zrychlení motoru	[rad/s <sup>2</sup> ]
$\eta_s$	účinnost kuličkového šroubu a matice	[1]
$\eta_P$	účinnost převodu ozubenými koly	[1]
$\eta_{Lv}^j$	účinnost válečkového ložiska	[1]
$\eta_{Lk}^j$	účinnost kuličkového ložiska	[1]
$\eta_c$	celková účinnost posuvné soustavy	[1]

# 1 PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRA

Portálové obráběcí centra jsou obráběcí stroje určené k obrábění rovinných a taktéž tvarově velmi složitých obrobků o různých rozměrech. Tyto obrobky mohou být například lisovací nástroje, formy, razníky apod. Stroje jsou schopny zastat velkou řadu úloh: obrábění, vystružování děr, vrtání, zahlubování, řezání závitů, gravírování apod. Pro své schopnosti jsou vhodné pro použití v kusových i malosériových výroбах.



*Obr. 1: Portálové obráběcí centrum Trimill VM 6525 [1]*

## 1.1 ROZDĚLENÍ PORTÁLOVÝCH OBRÁBĚCÍCH CENTER

Kategorie portálových obráběcích center je velmi rozmanitá. Jestliže přihlédneme na konstrukci portálu a na množství stupňů volnosti stolu, lze portálové obráběcí centra rozdělit do následujících kategorií.

### 1.1.1 PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRA TYPU SPODNÍ GANTRY

Je to jedna z nejpoužívanějších konstrukcí portálových obráběcích center. Typickým znakem této konstrukce je pevný stůl, po jehož stranách se pohybují dva pojezdové stojany, které jsou spojeny pevným příčnickem. Tento příčník tvoří portál a je na něm upevněno polohovací zařízení vřetenové hlavy.



*Obr. 2: Portálový obráběcí stroj typu spodní gantry [2]*

### **1.1.2 PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRA TYPU HORNÍ GANTRY**

Jsou obdobné jako portálové obráběcí centra typu spodní gantry. Největším rozdílem je odlišný způsob pohybu příčnicku. V případě portálové obráběcího centra typu horní gantry nepojíždí celý portál, ale jen příčník. Tento příčník pojíždí po betonových ložích stroje. Zmíněný typ konstrukce je používán i společností *Trimill a.s.* (viz. Obr. 1). Avšak společnost *Trimill* používá pro své stroje unikátní konstrukci dutého příčnicku. Do uzavřené konstrukce příčnicku jsou uložena smykadla, tento způsob uložení zajišťuje vysokou tuhost ve všech osách a taktéž vysokou produktivitu dosaženou hrubováním a dokončováním obrábění na jedno upnutí.

### **1.1.3 PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRA S POHYBLIVÝM STOLEM**

Jedná se o stroj, u kterého je pevný portál a pohyblivý stůl. Tento typ konstrukce je používán pro stroje, které jsou určeny k obrábění menších a lehkých obrobků. Není vhodný pro těžké obrobky. Největší výhodou je to, že zde odpadá složité řízení dvou posuvných motorů.

### **1.1.4 ATYPICKÉ TYPY PORTÁLOVÝCH OBRÁBĚCÍCH CENTER**

Může se jednat například o dvou-stolové portálové obráběcí centra, které umožňují obrábění obrobku na jednom stole a současně manipulaci s obrobkem na stole druhém. Další možností jsou stroje se dvěma příčnickami a dvěma na sobě nezávislými pracovními prostory na jedné ložích, či stroje s jedním příčnickem a dvěma na sobě nezávislými obráběcími hlavami.



## 1.2 ČÁSTI PORTÁLOVÝCH OBRÁBĚCÍCH CENTER

V následující podkapitole budou stručně popsány jednotlivé části portálových obráběcích center typu horní gantry. Typu konstrukce horní gantry je věnována zvláštní pozornost, protože právě na obráběcí centrum tohoto konstrukčního typu bude konstruován systém automatické výměny obráběcích hlav.

### 1.2.1 PŘÍČNÍK

Ve většině případů se jedná o odlitek. Je umístěn mezi sloupy a koná lineární pohyb. Na příčniku jsou uloženy příčné saně, které zajišťují pohyb obráběcí hlavy s vřetenem. Příčník také nese komponenty pro správnou funkčnost vřetene, jako jsou hydraulické a chladicí agregáty.

### 1.2.2 PRACOVNÍ STŮL

Stůl může být jak pohyblivý tak pevný. Slouží k upnutí obrobku a toto upnutí může být mechanické, magnetické nebo s pomocí vakuových příchytů. V případě mechanického upnutí je toto upnutí řešeno pomocí T-drážky nebo kolejnicovým či maticovým upnutím.

### 1.2.3 OBRÁBĚCÍ HLAVA

Obráběcí hlava (viz. Obr. 3) slouží k umístění vřetene a to včetně převodového ústrojí. Obráběcích hlav je mnoho typů, jako jsou například úhlové, rovinné, dokončovací, hrubovací apod.



*Obr. 3: Obráběcí hlava VH6 [2]*

### 1.2.4 PŘÍČNÉ SANĚ

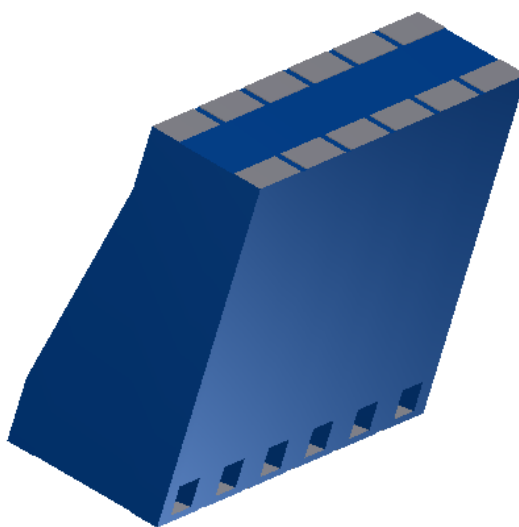
Jedná se většinou o odlitek, který umožňuje pohyb jedné nebo také více obráběcích hlav.

### 1.2.5 VŘETENO

Je to srdce každého obráběcího stroje. Vřeteno provádí rotační pohyb obráběcího nástroje. Na provedení vřetena jsou kladeny velké nároky, zejména co se týče přesnosti, rychlosti, tuhosti, životnosti a spolehlivosti.

### 1.2.6 SLOUPY

Jsou to odlitky z betonu. Složení a armování betonu je výrobním tajemstvím většiny firem, které vyrábí betonové sloupy pro obráběcí stroje. Slouží jako lože stroje a je na nich uložené vedení, po kterém se pohybuje příčník. U sloupů je důležitá jejich tuhost, schopnost pohlcovat rázy a minimalizovat dopady tepelných dilatací na příčník.



*Obr. 4: Sloup*

## 1.3 SYSTÉMY VÝMĚNY OBRÁBĚCÍCH HLAV

U víceúčelových obráběcích strojů je výměna obráběcích hlav nutností. Zejména u složitých obrobků je nutné měnit nejen nástroje, což je naprostý standart, ale taktéž měnit celé obráběcí hlavy. U různých výrobců se však liší velmi výrazně míra automatizace výměny. Dle míry automatizace systému výměny obráběcích hlav, lze tedy rozdělit systémy do skupin.

### 1.3.1 MANUÁLNÍ VÝMĚNA OBRÁBĚCÍCH HLAV

Manuální výměna se používá u strojů, kde není výměna častá. Je to zejména u strojů, které nevyrábí tvarově složité součásti, jako jsou například lisovací formy. Výměna probíhá z pravidla jen při servisní výměně hlavy nebo výjimečně při přechodu na jiný typ frézovací hlavy.

### 1.3.2 POLO-AUTOMATICKÁ VÝMĚNA OBRÁBĚCÍCH HLAV

Jedná se většinou o zásobník hlav (viz. Obr. 5 a 6) uložený ve stroji. V tomto zásobníku jsou uloženy obráběcí hlavy. Tyto hlavy jsou upnuty v technologických paletách. Samotná výměna mezi strojem a výměnným místem je prováděna automaticky, avšak upnutí výměnných hlav uložených v paletě na své pozice ve výměníku je prováděno manuálně za pomoci jeřábu. To je také největší nevýhodou polo-automatické výměny obráběcích hlav. Když dochází k navážení hlav do výměnných pozic, musí se stroj odstavit.



*Obr. 5: Yama Seiki výměna hlav [10]*



*Obr. 6: Heynuform výměna hlav [11]*

### 1.3.3 AUTOMATICKÁ VÝMĚNA OBRÁBĚCÍCH HLAV

Jde o plně automatickou výměnu obráběcích hlav, kdy jde o externí zásobník obráběcích hlav, který může být sdílený pro více strojů a automatický systém zakládání hlav do výměnných pozic. Hlavy jsou uloženy a ustaveny v technologických paletách. Největší výhodou je možnost zakládání hlav do stroje i při pracovním cyklu obráběcího stroje a taktéž možnost sdílet méně vytížené typy hlav pro více strojů. Při plně automatické výměně obráběcích hlav jsme tedy schopni, dosáhnou takřka nulového potřebného servisního času vyhrazeného pro obráběcí hlavy.

### 1.3.4 DOSAVADNÍ SYSTÉM VÝMĚNY OBRÁBĚCÍCH HLAV

Cílem této diplomové práce je navrhnout systém plně automatické výměny obráběcích hlav aplikovatelný pro stroje společnosti *Trimill*. Je tedy nutné shrnout dosavadní technologii, kterou používá u svých strojů společnost *Trimill*.



Obr. 7: Portálové obráběcí centra Trimill VM 6525 [1]

V současné době, jestliže přihlídneme k výše uvedenému rozdělení, používá společnost *Trimill* systém polo-automatické výměny obráběcích hlav. Tento systém využívá u svých pěti-osých obráběcích center, které jsou označovány jako řada VM. Například stroj VM 6525 (Obr. 7), který má posuv v ose „X“ 6500 mm a v ose „Y“ 2500 mm je vybaven



výměnou hlav. Tyto hlavy jsou ukládány do technologických palet (Obr. 8) a následně za pomoci jeřábu ustavovány ve výměnném místě v zástavbě stroje (Obr. 9).



*Obr. 8: Technologická paleta s hlavou Trimill [1]*



*Obr. 9: Výměnné místo Trimill [1]*

## 2 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

V následující kapitole jsou specifikovány požadavky kladené na konstrukční návrh. Požadavky jsou zpracovány ve formě požadavkového listu. Na základě požadavkového listu jsou vypracovány koncepční návrhy, které jsou vyhodnoceny z hlediska jejich schopností kvalitního splnění všech požadavků.

### 2.1 SPECIFIKACE POŽADAVKŮ

Požadavky byly specifikovány firmou *Trimill* a.s. Stěžejním požadavkem je tedy návrh konstrukce systému, který umožní výměnu obráběcích hlav a to v plně automatickém režimu. Tyto hlavy jsou uloženy v technologických paletách, jejíž rozměr je 916 mm na 1085 mm. Hlavy se pohybují v externím zásobníku hlav, jehož konstrukce však není předmětem této diplomové práce. Je dáno, že hmotnost kterékoli hlavy společně s technologickou paletou nepřesáhne 2000 kg. V pracovním prostoru stroje musí být navržena minimálně tři výměnná místa, která zajistí přesné uložení technologické hlavy pro výměnu. Toto uložení nesmí dovolit technologické paletě s hlavou odchylku od požadované polohy větší jak 0,02 mm. Dále je taktéž nutné, aby každé ze tří míst bylo nezávisle odpruženo. Navrhnuté odpružení má havarijní účel. Jeho hlavním úkolem je v případě havárie zabránit poškození hlavy či spojovacího rozhraní stroje. Všechny výše uvedené požadavky musí být splněny s přihlédnutím k minimalizaci ceny výsledného řešení.

### 2.2 POŽADAVKOVÝ LIST

Požadavkový list je stručný a strukturovaný popis všech požadavků kladených na výsledný návrh systému.

#### 2.2.1 ZADANÉ POŽADAVKY

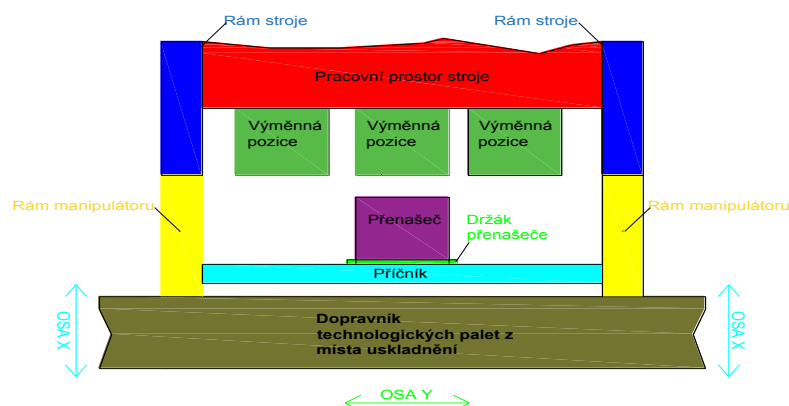
- Pro obráběcí stroj firmy *Trimill* navrhnete systém automatické výměny hlav
- Navrhnete místo uložení pro technologické palety v pracovním prostoru obráběcího stroje

## 2.2.2 SPECIFICKÉ POŽADAVKY

- Přenášená hmotnost hlavy s technologickou paletou je 2000 kg
- Minimalizovat změny technologické palety, která je rozměrů 916 mm na 1085 mm
- Dosah na tři výměnná místa
- Výměnná místa součástí pracovního prostoru stroje
- Možnost přenášení všech druhů hlav
- Možnost úchopu technologické palety z dopravníku
- Přesnost uložení technologické palety ve všech osách s tolerancí 0,02 mm od požadovaného uložení
- Možnost plné automatizace
- Minimalizace výrobní ceny
- Minimalizovat prostor zástavby
- Maximalizovat použití normalizovaných prvků
- Možnost přepravy kamiony
- Servisní výměna součástí minimálně po  $5 \cdot 10^5$  provozních hodinách

## 2.3 KONCEPČNÍ NÁVRH SE SPODNÍM ÚCHOPEM

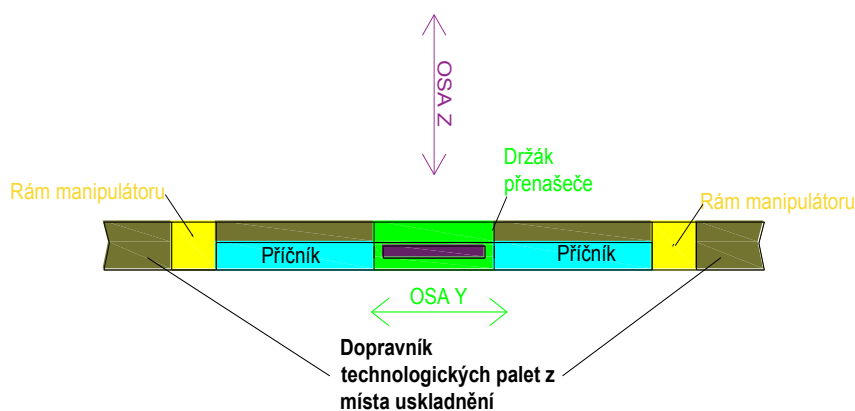
Jedná se o koncepci (Obr. 10 a 11) manipulátoru, který bude paletu s obráběcí hlavou uchopovat z dolní části a nabírat ji z upraveného dopravníku obráběcích hlav. Je to manipulátor, u kterého se pohybuje příčník v ose „X“ mezi rámy manipulátoru.



Obr. 10: Náčrt spodního úchopu

Na příčníku, který se pohybuje v ose „X“, je uchycen držák přenašeče. Tento držák koná pohyb po příčníku v ose „Y“ a zároveň umožňuje posun přenašeče v ose „Z“. Nabírání

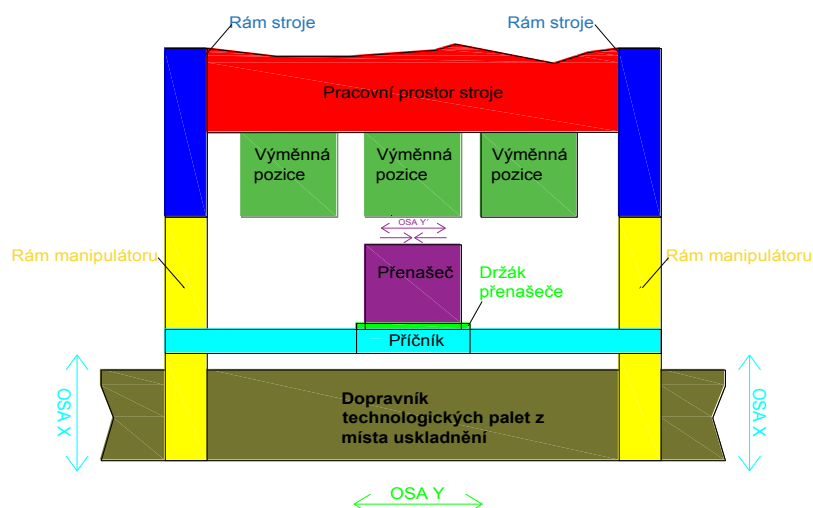
palety probíhá za pomoci čepů, které jsou přichyceny k přenašeči. Uchopení technologické palety spočívá v principu tvarového styku mezi technologickou paletou a výše zmíněnými čepy uchycenými na přenašeči.



Obr. 11: Čelní náčrt spodního úchopu

## 2.4 KONCEPČNÍ NÁVRH S HORNÍM ÚCHOPEM

Jde o koncepci manipulátoru (Obr. 12 a13), který bude paletu s obráběcí hlavou uchopovat z hora, tedy nabírat ji z dopravníku obráběcích hlav. Jde o koncepci manipulátoru, kde se příčník pohybuje na rámu manipulátoru nad maximální výškou technologických palet s obráběcími hlavami.

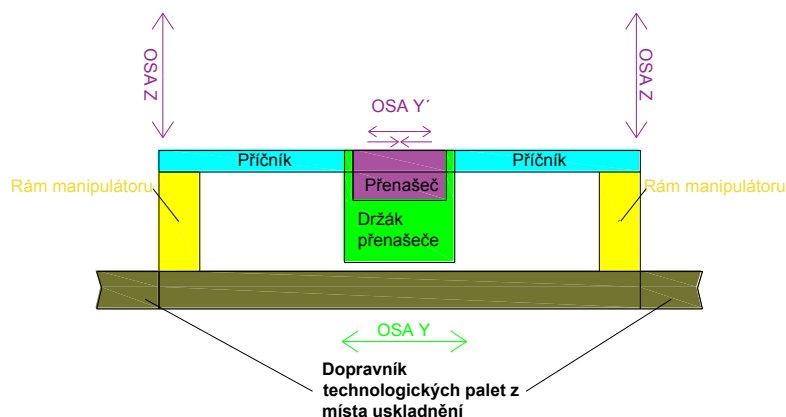


Obr. 12: Náčrt horního úchopu

Na příčníku, který se pohybuje v ose „X“ je uchycen držák přenašeče. Ten koná pohyb na příčníku v ose „Y“ a zároveň umožňuje pohyb přenašeče v ose „Z“. Samotný přenašeč se



pohybuje v ose „Y“. Přenašeč se pohybuje z důvodu zajištění nabírání technologické palety z dopravníku technologických palet. Uchopení je zajištěno tvarovým stykem mezi přenašečem a technologickou paletou.



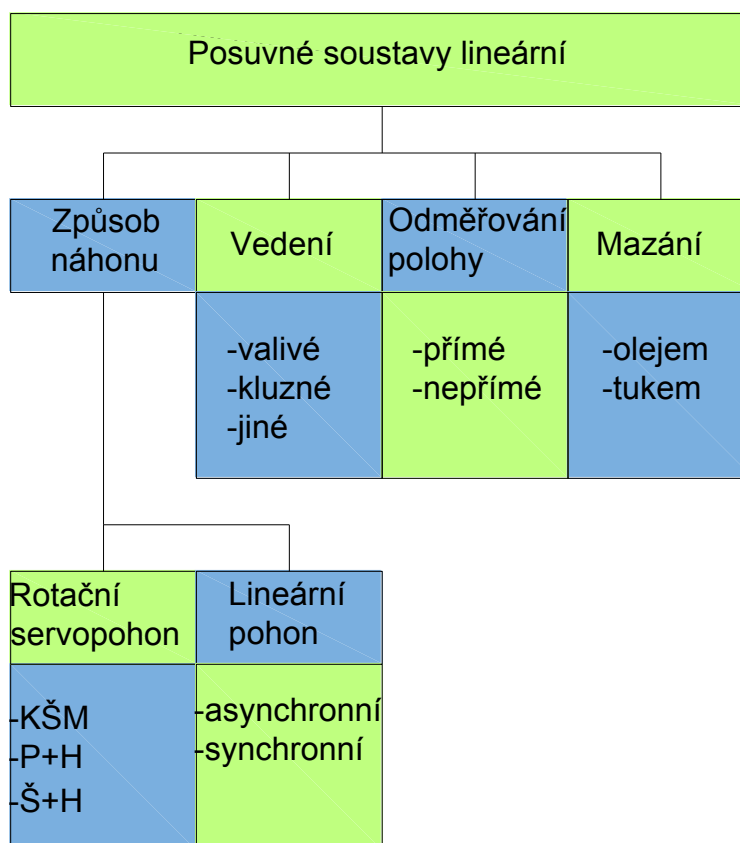
Obr. 13: Čelní náčrt horního úchopu

## 2.5 VYHODNOCENÍ KONCEPČNÍCH NÁVRHŮ

Po vyhodnocení všech požadavků kladených na koncepční řešení, bylo pro finální konstrukční zpracování vybráno řešení s horním úchopem. Mezi největší nevýhody návrhu s dolním úchopem patří to, že by bylo nutné provést změny na technologické paletě a taktéž významné změny na dopravníku technologických palet. V době tvorby této diplomové práce ještě nebyl specifikován typ dopravníku, tudíž ani možné principy předávání palety mezi dopravníkem a manipulátorem. V případném konstrukčním návrhu koncepce s dolním úchopem by tedy nastal specifický problém, který by vedl k nereálnému řešení.

## 2.6 VÝBĚR PRINCIPŮ ŘEŠENÍ KONSTRUKČNÍCH UZLŮ

Při tvorbě konstrukčního návrhu je používáno množství normalizovaných dílů. Zejména při konstrukci posuvných lineárních soustav jsou použity zavedené konstrukční uzly. Posuvná lineární soustava se skládá z několika konstrukčních částí (viz. Obr. 14). Každou část lineární soustavy lze řešit několika způsoby provedení. V následující kapitole jsou tyto možnosti specifikovány a následně vybrány ty, které jsou použity při tvorbě konstrukčního návrhu.



Obr. 14: Morfologie posuvné soustavy [3]

### 2.6.1 ZPŮSOB NÁHONU

Náhon posuvné lineární soustavy může být zabezpečen rotačním servomotorem nebo lineárním motorem. Obě tyto možnosti mají ještě své možnosti provedení. V následující podkapitole je přihlédnuto jen k možnosti náhonu rotačním servopohonem, protože náhon lineárním pohonem by byl neúměrně nákladný.

#### Rotační servomotor

Při použití rotačních servomotorů je nutné převést rotační pohyb na pohyb přímočarý. Pro tento převod existují tři základní provedení. Tedy rotační servomotor plus:

- Kuličkový šroub a matice (KŠM)
- Pastorek a ozubený hřeben (P+H)
- Šnek a šnekový hřeben (Š+H)

## Kuličkový šroub a matice

V provedení posuvného systému pomocí kuličkového šroubu a matice se vyskytují dva zásadní případy a to:

- Šroub se otáčí a matice stojí
- Matice se otáčí a šroub stojí

Někdy může být však výhodně využito i sloučení obou výše zmíněných provedení, kdy otáčivý pohyb vykonává šroub i matice. [3]



*Obr. 15: Provedení KŠM [3]*

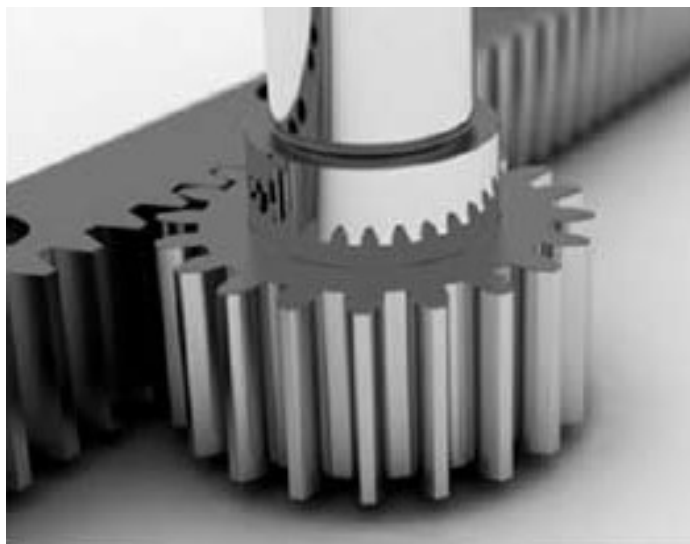
K hlavním přednostem kuličkového šroubu a matice patří vysoká účinnost, minimální oteplování během provozu, možnost úplného odstranění vůle, možnost vytvoření předpětí a vysoká životnost.[3]

## Pastorek a ozubený hřeben

Při pohonu, kde jsou dlouhé zdvihy, je použití posuvných šroubů již nevhodné. A to zejména kvůli možnosti vzniku vzpěrného napětí a případnému překročení kritických otáček. Při těchto případech nachází výhodné uplatnění princip pohonu ozubeným hřebenem a pastorkem. Oproti kuličkovému šroubu má menší převod, lepší účinnost a menší tuhost. Hlavní nevýhodou této kinematické dvojice je její nesamosvornost. Tato nevýhoda se

eliminuje použitím brzdy, jak pro svislé osy, tak pro případ výpadku pohonu. U této kinematické dvojice musí též dojít k vymezení vůlí. Princip řešení pro vymezení vůlí je například:

- Duplexní pastorky, které si navzájem vymezují vůle



*Obr. 16: Pastorek a ozubený hřeben [3]*

### **Šnek a šnekový hřeben**

Tato kinematická dvojice se používá pro posuvné soustavy s vysokou hodnotou převodu. U mnoha velkých strojů lze však výhodně použít i princip hydrostatického šnekového hřebenu. Výhodou hydrostatických šnekových hřebenů je zejména vysoká tuhost a minimální tření.

Ozubená šneková tyč je opatřena olejovými kapsami, do nichž je postupně přiváděn tlakový olej pomocí přívodů dotlačovaných na boky ozubeného hřebene, vždy jen do sekce kapes, které jsou v záběru ze šnekem. Únikový olej z kapes stéká volně přes šnek do sběrného žlabu pod šnekem. Pohon šneku je proveden ozubením od ozubeného pastorku na hnací hřídeli spojené přímo s náhonovým motorem. [3]

### **Výběr vhodného řešení**

Jako náhon všech os manipulátoru je použit princip kuličkového šroubu s maticí, kdy se šroub otáčí a matice stojí. Toto řešení je vybráno zejména kvůli jednoduchosti provedení a vysoké životnosti. Výpočtově a konstrukčně je řešen náhon pro každou osu zvlášť (viz. Kapitola 3).

## 2.6.2 VEDENÍ

Rozdělujeme tři možnosti provedení lineárních vedení posuvných soustav.

- Kluzné
- Valivé
- Jiné

### Kluzné vedení

Kluzná vedení se využívají principiálně ve dvou provedeních:

- Hydrodynamické
- Hydrostatické

Jestliže je použito kluzné vedení, může jakost opracování podstatně zvyšovat nestabilitu pohybu. Nestabilita se může projevovat například trhavými pohyby. Hydrodynamické kluzné vedení se vyznačuje tím, že přiváděný olej mezi části vedení a vytvoří olejový film až za pohybu, zatímco u hydrostatického je olejový film vytvořen již za klidu.



*Obr. 17: Kluzné vedení [3]*

### Valivé vedení

Přednosti tohoto vedení jsou obdobné jako při použití valivých ložisek namísto kluzných pro uložení hřídelů. Je to především:[3]

- Menší součinitel tření
- Nepatrný rozdíl mezi součinitelem tření za klidu a za pohybu
- Dlouhá životnost
- Možnost vymezení vůle
- Vysoká přesnost pohybu

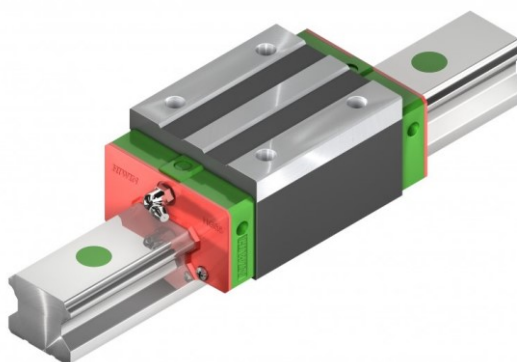
Avšak každé konstrukční řešení má i své nevýhody, mezi hlavní nevýhody valivých vedení patří:

- Vyšší cena
- Větší vnější rozměr než u vedení kluzných
- Menší odolnost vůči chvění

Valivé vedení lze rozdělit podle několika kritérií. Jedním z kritérií může být typ valivého elementu. Tyto elementy mohou být:

- Kulička
- Váleček
- Jehla

Valivá vedení můžeme dále rozdělit na ty s omezenou délkou zdvihu a na ty s neomezenou délkou zdvihu. Mezi valivá vedení s neomezenou délkou zdvihu patří i valivá vedení profilová.



*Obr. 18: Vozík lineárního vedení HGH [4]*

## **Jiné vedení**

Mezi skupinu jiných vedení počítáme vedení buď kombinované, nebo aerostatické. Vedení kombinované se skládá z kombinace vedení valivého a kluzného. Spojuje výhody i nevýhody obou druhů vedení a využívá se zejména u aplikací, kde je nutné utlumit kmitání, a přitom nezvyšovat zatížení spodních a bočních lišt. Vedení aerostatické neboli vzduchové se používá jen u menších a přesných strojů.

## **Výběr vhodného řešení**

Pro použití v konstrukčním řešení bylo pro všechny osy zvoleno lineární vedení valivé profilové. A to zejména díky svým nepopíratelným výhodám jako jsou bezvůlový chod, vysoká přesnost polohování a snadná instalace. Přesná specifikace velikosti a typu vedení je provedena pro každou osu zvlášť v konstrukčním řešení.

### **2.6.3 ODMĚŘOVÁNÍ POLOHY**

V zásadě lze způsoby lineárního odměřování polohy rozdělit dle tří základních parametrů. A to dle druhu způsobu měření na:

- Přímé
- Nepřímé

Podle druhu odměřovacího signálu na:

- Fotoelektrické
- Induktivní
- Magnetické
- Laserové

A taky podle druhu získané informace na:

- Inkrementální
- Absolutní

## **Výběr vhodného řešení**

Lineární odměřování polohy je zvoleno pro všechny osy přímé na motoru.

### **2.6.4 MAZÁNÍ**

Konkrétní způsob mazání je závislý na zatížení, provozních podmínkách a prostředí kde bude stroj provozován. [3] Mazání funkčních částí lze provádět buď olejem, nebo tukem. Mazání lze rozdělit na:

- S nuceným oběhem
- Ztrátové

- Environmentální

### **Výběr vhodného řešení**

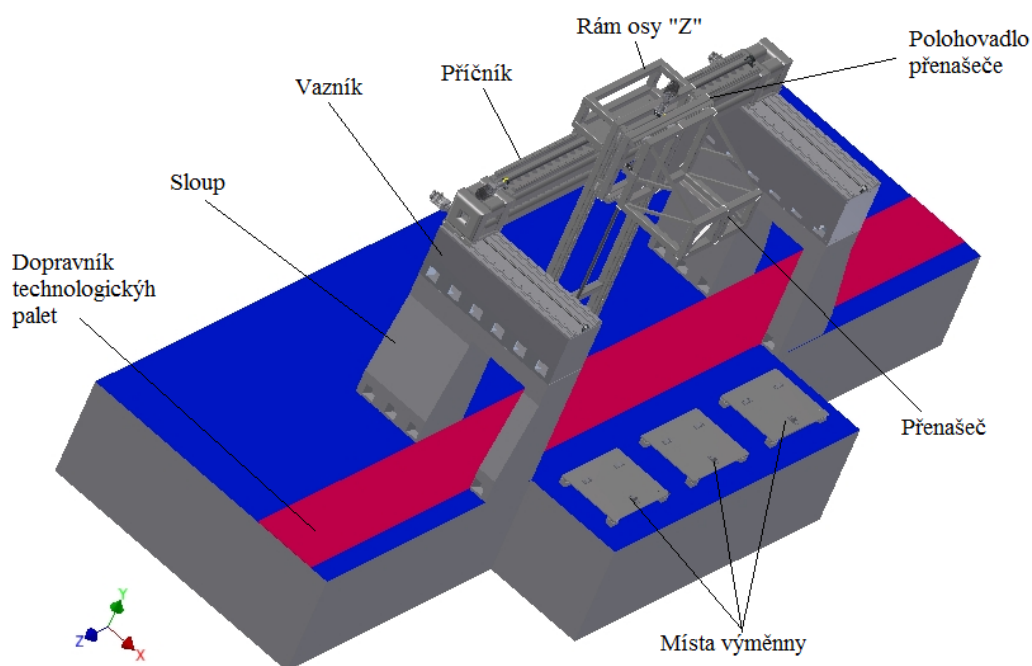
Pro většinu součástí je zvoleno mazání ztrátové a to buď olejem, nebo tukem. Údržbové intervaly výměny, či doplnění mazacího média budou dodržovány dle doporučení výrobců jednotlivých součástí.



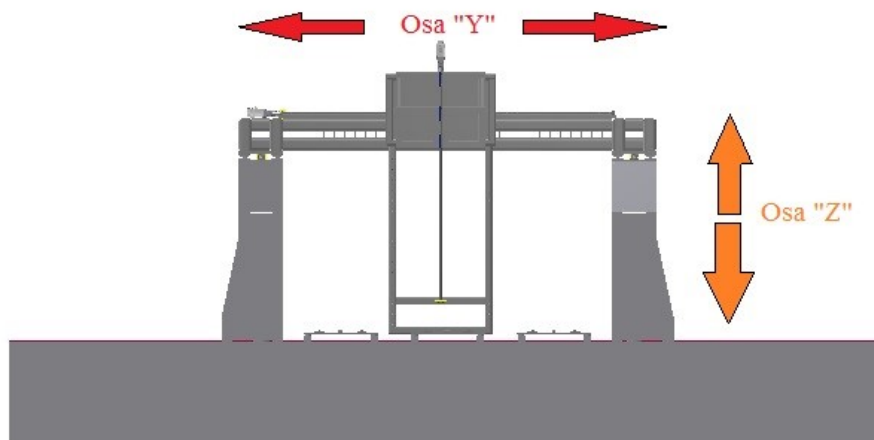
### 3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Tato kapitola se zabývá detailním zpracováním koncepčního návrhu do návrhu konstrukčního. Obsahuje celkový konstrukční návrh stroje vycházejícího z koncepčního návrhu.

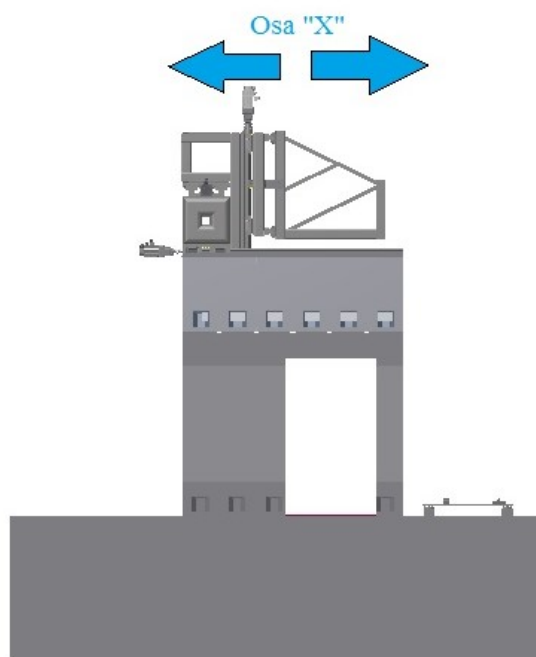
#### 3.1 NÁVRH KONSTRUKCE MANIPULÁTORU



Obr. 19: Konstrukce manipulátoru



Obr. 20: Specifikace osy "Y" a osy "Z"



*Obr. 21: Specifikace osy "X"*

### **3.1.1 SLOUP**

Byl použit sloup vyráběný firmou *Trimill* s úpravou pro dopravník technologických palet

### **3.1.2 VAZNÍK**

Použitý vazník je taktéž mírně upravený vazník používaný společností *Trimill*.

### **3.1.3 PŘÍČNÍK**

Rám příčnicku je svařenec standartních profilů s vyztužovacími žebry a obráběnými plotnami, které slouží k přichycení součástí pohonů a lineárních vedení. Celková délka příčnicku je 6100 mm a délka mezi vedeními je 4800 mm. Po příčnicku se pohybují součásti v ose „Y“ a příčník se pohybuje v ose „X“.



*Obr. 22: Příčník manipulátoru*

## Statická pevnostní analýza

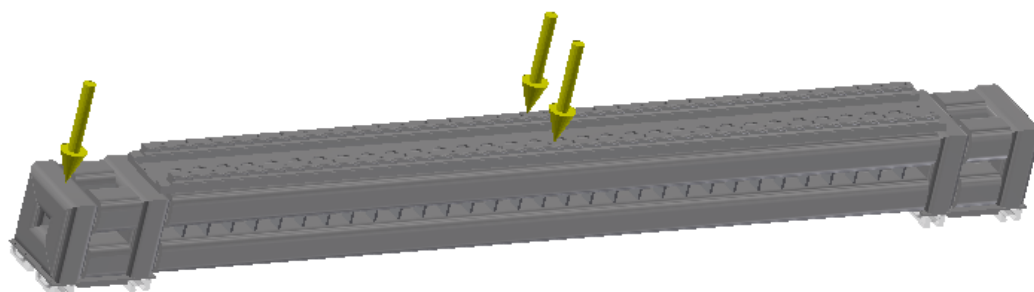
Příčník je nekritičtější součást z hlediska statické pevnosti, proto byla provedena statická pevnostní analýza příčníku v programu Autodesk Inventor Professional 2015.

### Okrajové podmínky

Pro správné provedení statické pevnostní analýzy je nutné zvolit okrajové podmínky, při kterých analýza probíhá. Jde o určení materiálů, okrajových vazeb, zatížení a dotyků jednotlivých součástí.

Specifikace okrajových podmínek:

- Materiály byly voleny standartní pro použité normalizované profily.
- Byla zvolena jedna vazba pevná, která je umístěná pod jednou dvojicí vozíků osy „Z“, vazby pod dalšími vozíky byly zvoleny ideální.
- Zatížení působí na kolejnici lineárního vedení osy „Y“ (viz. Obr. 23), je součtem působících sil od hmotnosti přenašeče, polohovadla přenašeče, rámu osy „Z“ a palety s obráběcí hlavou. Výsledná síla působící na jednu kolejnici je 16480,8 N. Na příčník působí také gravitace.



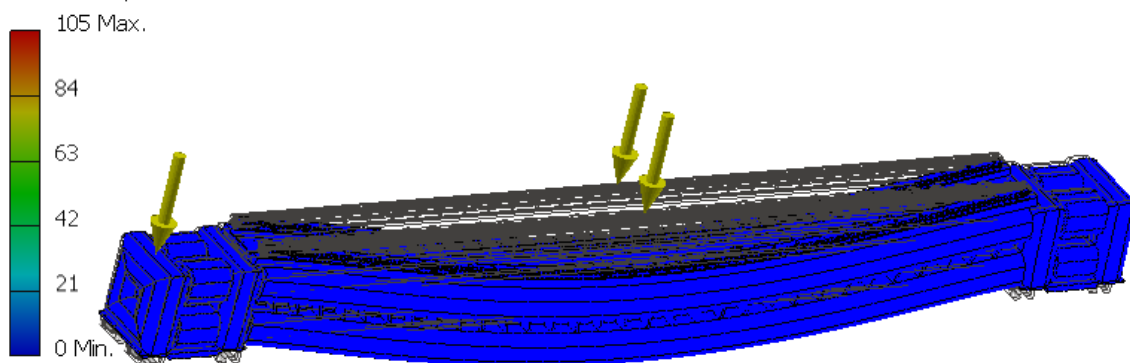
*Obr. 23: Působení sil na příčník*

- Dotyky byly všechny voleny vázané.

### Výsledky pevnostní analýzy

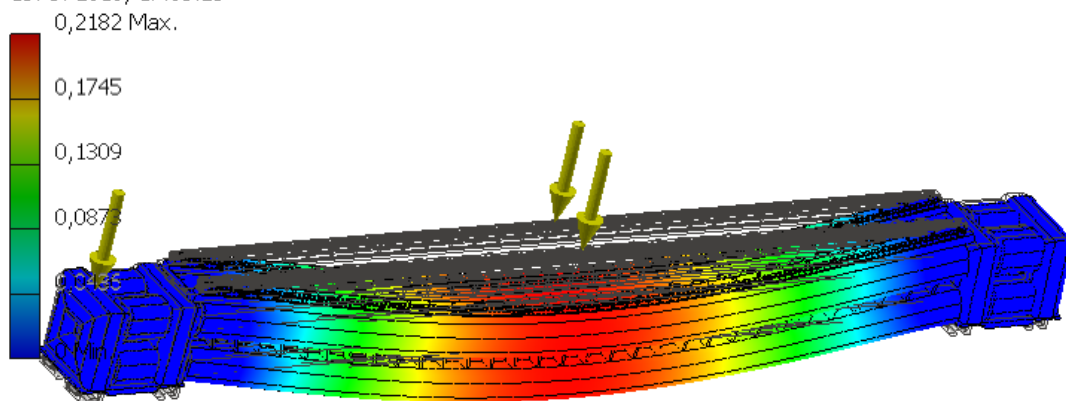
- Maximální redukované napětí Von Mises je 105 MPa, což vyhovuje při použití běžných profilů.
- Maximální posunutí příčníku je 0,2182 mm. Tato hodnota je vyhovující.

Typ: Napětí Von Mises  
 Jednotka: MPa  
 15. 5. 2016, 17:00:25



Obr. 24: Výsledky pevnostní analýzy - Napětí Von Mises

Typ: Posunutí  
 Jednotka: mm  
 15. 5. 2016, 17:03:25



Obr. 25: Výsledky pevnostní analýzy - posunutí

### 3.1.4 RÁM OSY „Z“

Je to také svařenec standartních profilů, na kterém jsou navařeny obráběné plotny, které slouží k přichycení součástí pohonů a lineárních vedení. Rám osy „Z“ se pohybuje po příčnicku a v ose „Y“ a po rámu osy „Z“ se pohybuje polohovadlo přenašeče s přenašečem po ose „Z“.



*Obr. 26: Čelní pohled na rám osy "Z"*



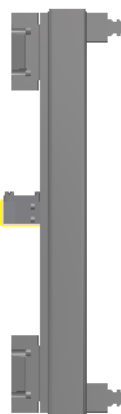
*Obr. 27: Boční pohled na rám osy "Z"*

### **3.1.5 POLOHOVADLO PŘENAŠEČE**

Polohovadlo přenašeče je také svařenec s profilů, na kterém jsou navařeny obráběné plotny, které slouží k přichycení součástí pohonů a lineárních vedení. Přenašeč se pohybuje v ose „Z“ po rámu osy „Z“, a také umožňuje pohyb přenašeči.



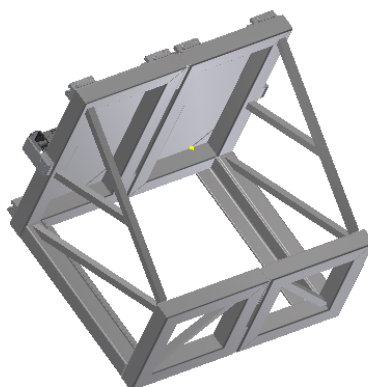
*Obr. 28: Čelní pohled na polohovadlo přenašeče*



*Obr. 29: Boční pohled na polohovadlo přenašeče*

### 3.1.6 PŘENAŠEČ

Přenašeč slouží k uchopení technologické palety a její držení v průběhu pohybů zajišťujících výměnu. Je složen ze dvou zrcadlových ráků. Tyto dva zrcadlové ráky konají za pomoci pohonné soustavy posuv od sebe a k sobě a tím zajišťují buď uchopení, nebo naopak ustavení technologické palety.



*Obr. 30: Přenašeč*

## 3.2 NÁVRH KONSTRUKCE OSY „Y“

V následující kapitole je proveden popis součástí manipulátoru pohybujících se po ose „Y“. Dále je provedena volba pohonu osy „Y“. Volba pohonu se skládá z výpočtů, dle kterých je navrhnout kuličkový šroub, servomotor, převodovka, ložiska a další nutné součásti pohonu osy „Y“.

### 3.2.1 RÁM

Hmotnost přesouvaných hmot v ose „Y“ je součet hmotností přenašeče, palety s obráběcí hlavou, polohovadla přenašeče, rámu osy „Z“ a jejich komponent.

### 3.2.2 VOLBA POHONU

Pro pohon osy „Y“ byl vybrán princip náhonu, který se skládá z elektrického servomotoru s brzdou a absolutním snímačem polohy. Krouticí moment motoru je přes spojku přenášen do planetové převodovky a dále na kuličkový šroub. Výpočet pohonu probíhá ve třech fázích. První fáze je výpočet statický, druhá výpočet kinematický a třetí výpočet dynamický.

#### Statické hledisko

Pro statický výpočet je nutné specifikovat vstupní veličiny, které vstupují do výpočtu. Tyto veličiny jsou specifikovány v níže uvedených tabulkách a textu.

*Tabulka 1: Vstupní hodnoty pro statický výpočet osy "Y"*

Hmotnost přesouvaných hmot:	m= 3360	[Kg]
Stoupání kuličkového šroubu:	s= 0,02	[m]
Otáčky motoru:	n= 2000	[1/min]

Do výpočtu také vstupují další součinitele, jejíž hodnoty byly voleny dle odborných doporučení. Jsou to:

- Součinitel tření ve vodicích plochách  $f_1$ , který má pro valivé vedení hodnotu 0,005 [1].
- Ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukovaný na poloměr šroubu  $f_2 = 0,003$  [1].
- Ekvivalentní součinitel tření redukovaný na poloměru čepu  $f_3 = 0,003$  [1].

Tabulka 2: Tabulka účinností

Tabulka účinností		Hodnota [1]	Označení
	KŠM	0,92	$\eta_s$
Vedení	kluzné	0,8	$\eta_v$
	valivé	0,98	$\eta_v$
Ložiska	kuličkové	0,99	$\eta_{Lk}$
	válečkové	0,95	$\eta_{Lv}$
Převodu	OZK	0,96	$\eta_P$
	řemen	0,99	$\eta_P$

Výpočet tíhové síly:

$$F_g = m \cdot g$$

$$F_g = 3360 \cdot 9,81 = 32961,6 \text{ N}$$

$F_g$  – tíhová síla [N]

$m$  – hmotnost [kg]

$g$  – tíhové zrychlení [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ]

Výpočet axiální síly:

$$F_A = F_g \cdot f_1$$

$$F_A = 32961,6 \cdot 0,005 = 164,808 \text{ N}$$

$F_A$  – axiální síla [N]

$f_1$  – součinitel tření ve vodících plochách [1]

- Pro výpočet je zvolen průměr kuličkového šroubu  $d_s=0,05 \text{ mm}$  a výpočtový převodový poměr sedm.

Statický moment zátěže redukováný na hřídeli motoru:[3]

$$M_{zsrhm} = M_{GT} + M_G + M_L + M_{KSM} + M_f = 0,1015 \text{ Nm}$$



$M_{zsrhm}$  – statický moment zátěže redukováný na hřídeli motoru [Nm]

$M_{GT}$  – moment zátěže od tíhové složky při skloněném vedení [Nm]

$M_G$  – moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot [Nm]

$M_L$  – moment zátěže od třecích sil v ložisku [Nm]

$M_{KSM}$  – moment zátěže od třecích sil v předepnutí kuličkového šroubu [Nm]

Pro výpočet osy „Y“ jsou složky statického momentu zátěže redukováného na hřídeli rovny součtu následujících momentů zátěže.

Moment zátěže od tíhové složky při skloněném vedení:[3]

$$M_{GT} = 0 \text{ Nm}$$

- Moment zátěže od tíhové složky je nulový, protože vedení není skloněno pod úhlem tedy  $\alpha = 0^\circ$ .

Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot:[3]

$$M_G = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_S \cdot \eta_{Lk}^j \cdot \eta_{Lv}^j \cdot \eta_P}$$

$$M_G = \frac{3360 \cdot 9.81 \cdot \cos 0 \cdot 0.02}{2 \cdot 3.14 \cdot 7 \cdot 0.92 \cdot 0.99 \cdot 0.95 \cdot 0.96} = 0.0902 \text{ Nm}$$

$\alpha$  – úhel sklonu vedení [ $^\circ$ ]

$i$  – převodový poměr [1]

$s$  – stoupání kuličkového šroubu [m]

$\eta_S$  – účinnost kuličkového šroubu a matice [1]

$\eta_P$  – účinnost převodu ozubenými koly [1]

$\eta_{Lv}^j$  – účinnost válečkového ložiska [1]

$\eta_{Lk}^j$  – účinnost kuličkového ložiska [1]

Moment zátěže od třecích sil v ložisku:[3]

$$M_L = \frac{0,5 \cdot (F_A + m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_L \cdot f_3}{i \cdot \eta_P}$$

$$M_L = \frac{0,5 \cdot (164,808 + 3360 \cdot 9,81 \cdot \cos 0 \cdot 0,005) \cdot 0,04 \cdot 0,003}{7 \cdot 0,96} = 0,0029 \text{ Nm}$$

$d_L$  – průměr hřídele pro ložisko [m]

$f_3$  – ekvivalentní součinitel tření redukovaný na poloměru čepu [1]

Předeptnutí kuličkového šroubu:[3]

$$F_P = 0,35 \cdot F_A = 57,6828 \text{ N}$$

$F_P$  – předeptnutí kuličkového šroubu [N]

Moment zátěže od třecích sil v předeptnutí kuličkového šroubu:[3]

$$M_{KSM} = \frac{F_P \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_P \cdot \eta_{Lv}^j \cdot \eta_{Lk}^j} \cdot (1 - \eta_S^2) + \frac{0,5(F_A + m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_P \cdot \eta_{Lv}^j \cdot \eta_{Lk}^j}$$

$$M_{KSM} = \frac{57,6828 \cdot 0,02}{2 \cdot 3,14 \cdot 7 \cdot 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,99} + \frac{0,5(164,808 + 3360 \cdot 9,81 \cdot \cos 0 \cdot 0,005) \cdot 0,05 \cdot 0,003}{7 \cdot 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,99} = 0,0084 \text{ Nm}$$

$f_3$  – ekvivalentní součinitel tření v kuličkovém šroubu a matici redukovaný na poloměr šroubu [1]

$d_s$  – průměr kuličkového šroubu [m]

Moment zátěže od vyosení axiální síly: [3]

$$M_F = 0$$

- Moment zátěže od vyosení axiální síly je nulový, protože je využito profilového valivého vedení, které zachytí klopný moment bez přídavného tření.

Celková účinnost:[3]

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_v \cdot \eta_{Lk} \cdot \eta_{Lv} \cdot \eta_P$$

$$\eta_c = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,95 \cdot 0,96 = 0,814 \text{ [1]}$$

$\eta_c$  – celková účinnost posuvné soustavy [1]

Potřebný moment motoru dle statického hlediska: [3]

$$M_m = \frac{F_A \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} + M_{zsrhm}$$

$$M_m = \frac{164,808 \cdot 0,02}{2 \cdot 3,14 \cdot 7 \cdot 0,814} + 0,1015 = 0,1936 \text{ Nm}$$

$M_m$  – potřebný moment motoru dle statického hlediska [Nm]

Potřebný výkon motoru dle statického hlediska:

$$P_m = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot M_m$$

$$P_m = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2000}{60} \cdot 0,1936 = 40,5479 \text{ W}$$

$P_m$  – potřebný výkon motoru [W]

### **Kinematické hledisko**

V praxi se můžou vyskytovat následující pracovní cykly, které mechanismus vykonává:

- Jednoduchý
- Složený

Pro kinematický a následně dynamický výpočet je zvolen pracovní cyklus jednoduchý. Před kinematickým výpočtem je také nutné zvolit hodnoty veličin, které do kinematického výpočtu vstupují. Tato volba je provedena v níže uvedené tabulce.

Jmenovitá rychlost rovnoměrného pohybu:

$$v_{rp} = \frac{n_m \cdot s}{i \cdot 60}$$

$$v_{rp} = \frac{2000 \cdot 0,02}{7 \cdot 60} = 0,0952 \text{ m/s}$$

$v_{rp}$  – jmenovitá rychlost rovnoměrného pohybu [m/s]

*Tabulka 3: Vstupní hodnoty pro kinematický výpočet osy "Y"*

Čas běhu:	$t_b =$	46	[s]
Čas rozběhu:	$t_r =$	2,2	[s]
Čas zpomalení:	$t_z =$	2,2	[s]
Dráha běhu:	$S_b =$	4,798	[m]
Dráha rozběhu:	$S_r =$	0,001	[m]
Dráha zpomalení:	$S_z =$	0,001	[m]

Jestliže se jedná o uzavřený jednoduchý cyklus, lze pro dráhu pohybu psát: [3]

$$s_c = s_r + s_b + s_z$$

$$s_c = 0,001 + 4,798 + 0,001 = 4,8 \text{ m}$$

$s_c$  – celková dráha [m]

$s_r$  – dráha běhu [m]

$s_b$  – dráha rozběhu [m]

$s_z$  – dráha zpomalení [m]

Obdobně pro čas je možno psát: [3]

$$T_t = t_r + t_b + t_z$$

$$T_t = 2,2 + 46 + 2,2 = 50,4 \text{ s}$$

$T_t$  – celková čas teoretický [s]

$t_r$  – čas rozběhu [s]

$t_b$  – čas běhu [s]

$t_z$  – čas zpomalení [s]

V tento moment lze určit lineární zrychlení: [3]

$$a = \frac{v_{rp}}{t_r}$$

$$a = \frac{0,0952}{2,2} = 0,0433 \text{ m/s}^2$$

$a$  – lineární zrychlení [ $\text{m/s}^2$ ]

Vztah mezi lineárním zrychlením stolu a úhlovým zrychlením šroubu: [3]

$$\varepsilon_s = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{s}$$

$$\varepsilon_s = \frac{0,0433 \cdot 2 \cdot 3,14}{0,02} = 13,5931 \text{ rad/s}^2$$

$\varepsilon_s$  – úhlové zrychlení šroubu [ $\text{rad/s}^2$ ]

Vztah mezi lineárním zrychlením stolu a úhlovým zrychlením motoru: [3]

$$\varepsilon_m = \varepsilon_s \cdot i$$

$$\varepsilon_m = 13,5931 \cdot 7 = 95,1515 \text{ rad/s}^2$$

$\varepsilon_m$  – úhlové zrychlení motoru [ $\text{rad/s}^2$ ]

Dále je nutné ověřit níže uvedenou podmínku, aby bylo možné vypočítat skutečný čas běhu.  
[3]

$$s_c \geq \frac{v_{rp}^2}{a}$$

$$4,8 \geq \frac{0,0952^2}{0,0433}$$

$$4,8 \geq 0,2095$$

- Vyhovuje

Je tedy možné pro výpočet skutečného reálného celkového času běhu využít následující vztah: [3]

$$T = \frac{s_c}{v_{rp}} + \frac{v_{rp}}{a}$$

$$T = \frac{4,8}{0,0952} + \frac{0,0952}{0,0433} = 52,6 \text{ s}$$

T- reálný celkový čas běhu [s]

### **Dynamické hledisko**

Pro výpočet potřebného momentu motoru je zapotřebí určit momenty setrvačnosti.

Moment setrvačnosti kuličkového šroubu: [3]

$$J_s = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7830 \cdot s_c \cdot \left(\frac{d_s}{2}\right)^4$$

$$J_s = \frac{1}{2} \cdot 3,14 \cdot 7830 \cdot 4,8 \cdot \left(\frac{0,05}{2}\right)^4 = 0,0230 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

$J_s$  – moment setrvačnosti kuličkového šroubu [ $\text{m}^2 \cdot \text{kg}$ ]

Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot: [3]

$$J_m = m \cdot \left(\frac{s}{2 \cdot \pi}\right)^2$$

$$J_m = 3360 \cdot \left(\frac{0,02}{2 \cdot 3,14}\right)^2 = 3,3128 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

$J_m$  – redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot [ $\text{m}^2 \cdot \text{kg}$ ]

Moment setrvačnosti motoru s brzdou:

$$J_{mot} = 0,0015 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

$J_{mot}$  – moment setrvačnosti motoru s brzdou [ $\text{m}^2 \cdot \text{kg}$ ]

Moment setrvačnosti převodovky:

$$J_p = 0,0045 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

$J_P$  – moment setrvačnosti převodovky [ $\text{m}^2 \cdot \text{kg}$ ]

Moment setrvačnosti redukováný na hřídeli motoru: [3]

$$J_{rhm} = J_{mot} + J_P + \frac{J_s}{i^2} + \frac{J_m}{i^2}$$

$$J_{rhm} = 0,0015 + 0,0045 + \frac{0,0230}{7^2} + \frac{3,3128}{7^2} = 0,074 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

$J_{rhm}$  – moment setrvačnosti redukováný na hřídeli [ $\text{m}^2 \cdot \text{kg}$ ]

Celkový dynamický moment zátěže redukováný na hřídeli: [3]

$$M_{zdrhm} = M_{dGT} + M_{dG} + M_{dKSM} = 0,0966 \text{ Nm}$$

$M_{zdrhm}$  – dynamický moment zátěže redukováný na hřídeli [Nm]

$M_{dGT}$  – dynamický moment zátěže od tíhové složky při skloněném vedení [Nm]

$M_{dG}$  – dynamický moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot [Nm]

$M_{dKSM}$  – dynamický moment zátěže od třecích sil v předepnutí kuličkového šroubu [Nm]

Pro výpočet osy „Y“ jsou složky dynamického momentu redukováného na hřídeli rovny:

Dynamický moment zátěže od tíhové složky: [3]

$$M_{dGT} = 0 \text{ N}$$

- Moment zátěže od tíhové složky je nulový, protože vedení není skloněno pod úhlem, tedy  $\alpha = 0^\circ$ .

Dynamický moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot: [3]

$$M_{dG} = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_{Lk}^j \cdot \eta_{Lv}^j \cdot \eta_P}$$

$$M_{dG} = \frac{3360 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos 0 \cdot 0,02}{2 \cdot 3,14 \cdot 7 \cdot 0,92 \cdot 0,99 \cdot 0,95 \cdot 0,96} = 0,0902 \text{ Nm}$$

Dynamický moment zátěže od třecích sil v předepnutí kuličkového šroubu: [3]

$$M_{dKSM} = \frac{F_P \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_P \cdot \eta_{Lk}^j \cdot \eta_{Lv}^j} \cdot (1 - \eta_S^2) + \frac{0,5 \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1 \cdot d_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_P \cdot \eta_{Lk}^j \cdot \eta_{Lv}^j}$$

$$M_{dKSM} = \frac{57,6828 \cdot 0,02}{2 \cdot 3,14 \cdot 7 \cdot 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,95} + \frac{0,5 \cdot 3360 \cdot 9,81 \cdot \cos 0 \cdot 0,005 \cdot 0,05 \cdot 0,003}{7 \cdot 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,95} = 0,0064 \text{ Nm}$$

Potřebný moment motoru dle dynamického hlediska: [3]

$$M_{dm} = J_{rhn} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm}$$

$$M_{dm} = 0,074 \cdot 95,1515 + 0,0966 = 7,1368 \text{ Nm}$$

$M_{dm}$  – potřebný moment motoru dle dynamického hlediska [Nm]

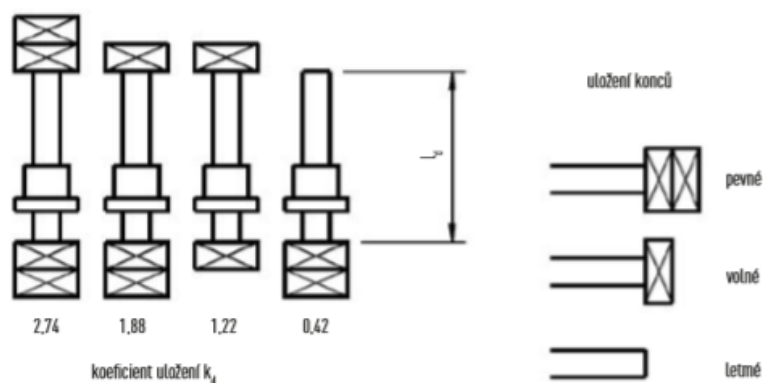
Pohon osy „Y“ se tedy skládá ze servomotoru Estun EMG 15A s brzdou, planetové převodovky AF075 s převodovým poměrem sedm, bezvůlové spojky Trasco ES velikosti 28/38, válcovaného kuličkového šroubu s vymezenou vůlí o průměru 50 mm se stoupáním 20 mm a matice R50-20, která je uložena v maticovém domku GFD-50. Kuličkový šroub je uložen na straně u motoru pevně v ložiskovém domku SFA-40. Tento ložiskový domek obsahuje dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem. Ložisko je jištěno pojistnou maticí HIR-40. Na druhé straně je kuličkový šroub uložen volně v ložiskovém domku SLA-40, který obsahuje jednořadé kuličkové ložisko.

### Kontrola kuličkového šroubu

Kuličkové šrouby nesmějí pracovat v oblastech kritických otáček, proto se provádí kontrola, při které jsou vypočteny nejvyšší akceptovatelné provozní otáčky kuličkového šroubu. Vypočtené maximální přípustné otáčky nesmějí být nižší než provozní otáčky kuličkového šroubu. Dále je nutné provést kontrolu vzpěrné tuhosti. Jelikož kuličkový šroub může být axiálně zatěžován jen do jisté míry. Přípustné axiální zatížení závisí na délce, průměru a uložení kuličkového šroubu. Dále je pro navrhnutý kuličkový šroub proveden výpočet životnosti v otáčkách i v provozních hodinách.



## Kontrola kritických otáček



Obr. 31: Koeficienty uložení kuličkového šroubu [3].

Pro osu „Y“ je zvolen koeficient uložení kuličkového šroubu  $k_d$  dle doporučení (Obr. 31). Je tedy zvolena hodnota 1,88 [1], protože šroub bude na jedné straně uložen pevně a na druhé volně.

Výpočet kritických otáček: [4]

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_s \cdot 10^3}{s_c^2 \cdot 10^3} \cdot 10^8$$

$$n_k = 1,88 \cdot \frac{0,05 \cdot 10^3}{4,8^2 \cdot 10^3} \cdot 10^8 = 407,9861 \text{ min}^{-1}$$

$n_k$  – kritické otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]

$k_d$  – koeficient uložení [1]

Výpočet provozních otáček:

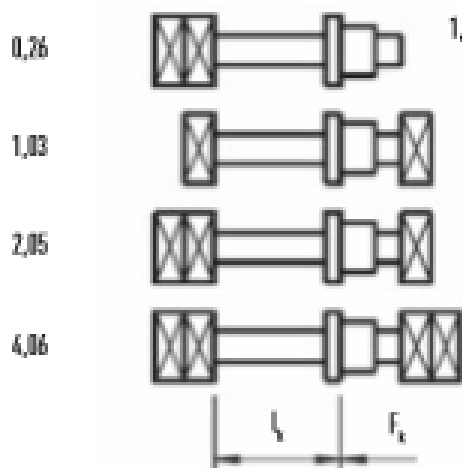
$$n_{max} = n_k \cdot 0,8$$

$$n_{max} = 407,9861 \cdot 0,8 = 326,3889 \text{ min}^{-1} > 285 \text{ min}^{-1}$$

- Kuličkový šroub vyhovuje, protože jeho maximální otáčky jsou  $285 \text{ min}^{-1}$  a tedy jsou nižší než maximální přípustné otáčky.

$n_{max}$  – maximální přípustné otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]

## Kontrola vzpěrné tuhosti



Obr. 32: Koeficient závislosti na uložení [3]

U kuličkového šroubu byl zvolen koeficient závislosti na uložení  $k_k$ , podle doporučení výrobce (Obr. 32), které se týká kuličkových šroubů uložených na jedné straně pevně a na druhé straně volně. Hodnota tohoto koeficientu je 2,05 [1].

Výpočet teoretické maximální dovolené axiální síly: [4]

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_s^4 \cdot 10^3}{s_c^2 \cdot 10^3} \cdot 10^5$$

$$F_k = 2,05 \cdot \frac{0,05^4 \cdot 10^3}{4,8^2 \cdot 10^3} \cdot 10^5 = 55609,809 \text{ N}$$

$F_k$  – maximální teoretická dovolená axiální síla [N]

$k_d$  – koeficient závislosti na uložení [1]

Výpočet maximální provozní dovolené axiální síly: [4]

$$F_{kmax} = F_k \cdot 0,5$$

$$F_{kmax} = 55609,809 \cdot 0,5 = 27804,9045 \text{ N}$$

- Navrhnutý kuličkový šroub vyhovuje z hlediska kontroly vzpěrné tuhosti, jelikož vypočtená maximální provozní axiální síla je vyšší než axiální síla působící na šroub.

$F_{kmax}$  – maximální dovolená provozní axiální síla [N]

## Výpočet životnosti kuličkového šroubu

Pro výpočet životnosti je nutné znát dynamickou únosnost. Tato dynamická únosnost  $C_{\text{dyn}}$  je 62000 N pro válcovaný kuličkový šroub s vymezenými vředy průměru 50 mm a stoupání 20 mm. Nejprve je nutné určit střední zatížení kuličkového šroubu. Byly určeny dva cykly provozu kuličkového šroubu. První cyklus, je bez uchycené palety s obráběcí hlavou, to je označeno jako zatížení  $F_1$ . Poměrná doba, po kterou působení  $F_1$ , byla určena na úrovni 50%. Druhým cyklus je s uchycenou paletou, to je označeno jako zatížení  $F_2$ . Poměrná doba působení byla určena 50%.

Výpočet sil  $F_1$  a  $F_2$ :

$$F_1 = (m - m_p) \cdot g \cdot f_1$$

$$F_1 = (3360 - 2000) \cdot 9,81 \cdot 0,005 = 66,708 \text{ N}$$

$m_p$  – hmotnost technologické palety s obráběcí hlavou [kg]

$$F_2 = F_A$$

Střední zatížení kuličkového šroubu: [4]

$$F_m = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^x F_i^3 \cdot \frac{t_i}{100}}$$

$$F_m = \sqrt[3]{\left(F_1^3 \cdot \frac{t_1}{100}\right) + \left(F_2^3 \cdot \frac{t_2}{100}\right)}$$

$$F_m = \sqrt[3]{\left(66,708^3 \cdot \frac{50}{100}\right) + \left(164,808^3 \cdot \frac{50}{100}\right)} = 133638 \text{ N}$$

$F_m$  – střední zatížení [N]

$F_1$  – zatížení při prvním cyklu [N]

$F_2$  – zatížení při druhém cyklu [N]

$t_1$  – poměrná doba po kterou působí příslušné zatížení [%]

$t_2$  – poměrná doba po kterou působí příslušné zatížení [%]

Životnost kuličkového šroubu v otáčkách: [4]

$$L_o = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6$$

$$L_o = \left( \frac{62000}{133,638} \right)^3 \cdot 10^6 = 9,9 \cdot 10^{13} \text{ otáček}$$

$L_o$  – životnost kuličkového šroubu v otáčkách

$C_{dyn}$  – dynamická únosnost kuličkového šroubu [N]

Životnost kuličkového šroubu v hodinách: [4]

$$L_h = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_s \cdot 60}$$

$$L_h = \left( \frac{62000}{133,638} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{285,7143 \cdot 60} = 2 \cdot 10^{13} \text{ hodin} > 5 \cdot 10^5 \text{ hodin}$$

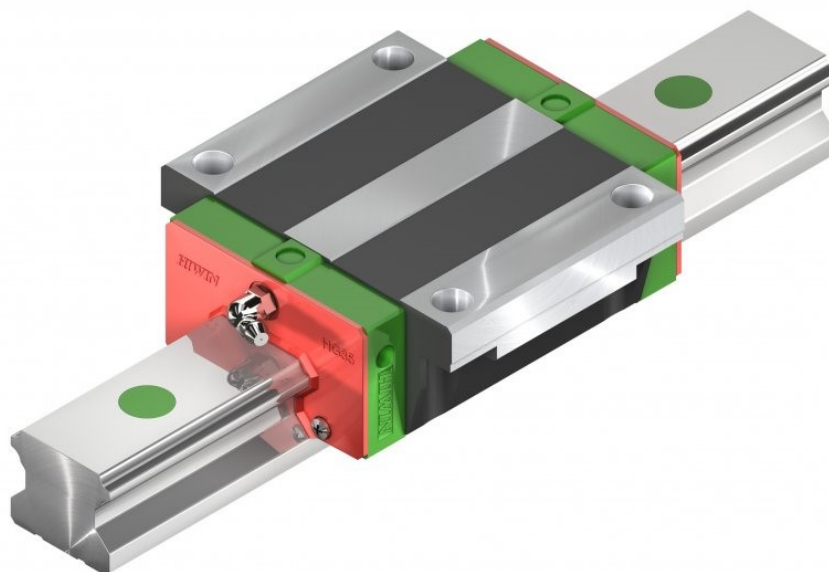
- Životnost kuličkového šroubu v ose „Y“ vyhovuje, jelikož vypočítaná životnost je vyšší jako zadaná životnost minimální.

$L_h$  – životnost kuličkového šroubu v provozních hodinách

$n_s$  – otáčky kuličkového šroubu [ $\text{min}^{-1}$ ]

### 3.2.3 LINEÁRNÍ VEDENÍ

Pro osu „Y“ bylo zvoleno lineární vedení HGW s vozíky lineárního vedení HGW65CC (viz. Příloha III), které mají kuličkový element, a kolejnicí lineárního vedení HGR. Je provedena kontrola statického momentu, který působí v lineárního vedení. Tato kontrola je provedena v rovině, která byla zhodnocena jako kritická. Dále je vypočtena životnost lineárního vedení v hodinách.



*Obr. 33: Vozík lineárního vedení HGW65CC [4]*

### Kontrola statického momentu

Umístění těžišť byla zjištěna v programu Autodesk Inventor Professional 2015. Do výpočtu vstupují následující veličiny:

Tíhová síla od upnuté palety s obráběcí hlavou:

$$F1 = \frac{m_p \cdot g}{4}$$

$$F1 = \frac{2000 \cdot 9,81}{4} = 4905 \text{ N}$$

$F1$  – tíhová síla od upnuté palety s obráběcí hlavou [N]

Tíhová síla od přenašeče:

$$F2 = \frac{m_{př} \cdot g}{4}$$

$$F2 = \frac{366 \cdot 9,81}{4} = 897,61 \text{ N}$$

$m_{př}$  – hmotnost přenašeče [kg]

$F2$  – tíhová síla od přenašeče [N]

Tíhová síla od polohovadla přenašeče:

$$F3 = \frac{m_{plř} \cdot g}{4}$$

$$F3 = \frac{354 \cdot 9,81}{4} = 868 \text{ N}$$

$m_{plř}$  – hmotnost polohovadla přenašeče [kg]

$F3$  – tíhová síla od polohovadla přenašeče [N]

Tíhová síla od rámu osy „Z“:

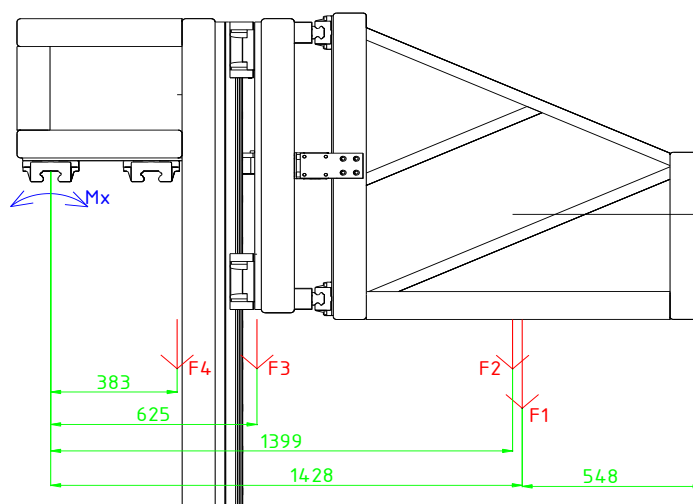
$$F4 = \frac{m_z \cdot g}{4}$$

$$F4 = \frac{640 \cdot 9,81}{4} = 1569,6 \text{ N}$$

$m_z$  – hmotnost rámu osy „Z“ [kg]

$F4$  – tíhová síla od rámu osy „Z“ [N]

- Jednotlivé složky tíhových sil jsou děleny čtyřmi, protože zátěž osy „Y“ se pohybuje na čtyřech vozících lineárního vedení.



Obr. 34: Působíště tíhových sil pro lineární vedení v ose "Y"

Statický moment od upnuté palety s obráběcí hlavou:

$$M_1 = F_1 \cdot 1,428$$

$$M_1 = 4905 \cdot 1,428 = 7004,34 \text{ Nm}$$

$M_1$  – statický moment od upnuté palety s obráběcí hlavou [Nm]

Statický moment od tíhové síly přenašeče:

$$M_2 = F_2 \cdot 1,399$$

$$M_2 = 897,61 \cdot 1,399 = 1255,75 \text{ Nm}$$

$M_2$  – statický moment od tíhové síly přenašeče [Nm]

Statický moment od tíhové síly polohovadla přenašeče:

$$M_3 = F_3 \cdot 0,625$$

$$M_3 = 868 \cdot 0,625 = 542,5 \text{ Nm}$$

$M_3$  – statický moment od tíhové síly polohovadla přenašeče [Nm]

Statický moment od tíhové síly rámu osy „Z“:

$$M_4 = F_4 \cdot 0,383$$

$$M_4 = 1569,6 \cdot 0,383 = 601,12 \text{ Nm}$$

$M_4$  – statický moment od tíhové síly rámu osy „Z“ [Nm]

Celkový statický moment působící v kontrolované rovině na jeden vozík lineárního vedení:

$$M_c = M_1 + M_2 + M_3 + M_4$$

$$M_c = 7004,34 + 1255,75 + 542,5 + 601,12 = 9403 \text{ Nm} < 10020 \text{ Nm}$$

$M_c$  – celkový statický moment [Nm]

- Lineární vozík HGW65CC vyhovuje, jelikož jeho dovolený statický moment je v kontrolované rovině 10020 Nm.

## Kontrola statické únosnosti

Výpočet ekvivalentního zatížení: [4]

$$P_e = \frac{F_g}{4}$$

$$P_e = \frac{329261,6}{4} = 8240,4 \text{ N}$$

$P_e$  – ekvivalentní zatížení lineárního vedení [N]

Výpočet statického bezpečnostního faktoru: [4]

$$f = \frac{C_o}{P_e}$$

$$f = \frac{324710}{8240,4} = 39,4 [1]$$

$C_o$  – statická únosnost lineárního vedení [N]

- Statický bezpečnostní faktor vyhovuje, protože podle katalogu nesmí být tato hodnota pro normální zatížení nižší než tři.

## Výpočet životnosti lineárního vedení

Pro vypočtení životnosti v hodinách je nutné znát nominální životnost. Do výpočtu nominální životnosti vstupují následující veličiny:

- Dynamická únosnost  $C_{dynL}$ , která je pro vybraný vozík lineárního vedení 163630 N.
- Ekvivalentní zatížení  $P_e$ .

Výpočet nominální životnosti: [4]

$$L = \left( \frac{C_{dynL}}{P_e} \right)^3 \cdot 50000$$

$$L = \left( \frac{163630}{8240,4} \right)^3 \cdot 50000 = 3,9 \cdot 10^8 \text{ m}$$

$L$  – nominální životnost lineárního vedení [m]



$C_{dynL}$  – dynamická únosnost lineárního vedení [N]

Výpočet životnosti v hodinách: [4]

$$L_{hod} = L \cdot \frac{50000}{v_{rp} \cdot 3600}$$

$$L_{hod} = 3,9 \cdot 10^8 \cdot \frac{50000}{0,0952 \cdot 3600} = 2,05 \cdot 10^{14} \text{ hodin} > 5 \cdot 10^5 \text{ hodin}$$

- Životnost lineárního vedení v ose „Y“ vyhovuje, jelikož vypočítaná životnost je vyšší jako zadaná životnost minimální

$L_{hod}$  – životnost lineárního vedení v provozních hodinách [m]

### 3.3 NÁVRH KONSTRUKCE OSY „X“

Následující kapitola se zabývá popisem součástí manipulátoru pohybujících se po ose „X“. Dále je provedena volba pohonu osy „X“. Volba pohonu se skládá z výpočtů, dle kterých je navrhnut kuličkový šroub, servomotor, převodovka, ložiska a další nedílné součásti pohonu osy „X“.

#### 3.3.1 RÁM

Hmotnost přesouvajících hmot je součtem hmotností přenašeče, polohovadla přenašeče, rámu osy „Z“, příčnicku a zátěže. Výpočtová hmotnost je poloviční oproti skutečné, protože jsou použity dvě pohonné soustavy

#### 3.3.2 VOLBA POHONU

Pro pohon osy „X“ byl také vybrán princip náhonu, který se skládá z elektrického servomotoru, ten přenáší krouticí moment přes spojku do planetové převodovky a dále na kuličkový šroub.

#### Statické hledisko

Specifikace vstupních veličin je provedena v následující tabulce a textu.

Tabulka 4: Vstupní hodnoty pro statický výpočet osy "X"

Hmotnost přesouvaných hmot:	m= 7370	[Kg]
Stoupání kuličkového šroubu:	s= 0,005	[m]
Otáčky motoru:	n= 2000	[1/min]

Do výpočtu také vstupují další součinitelé, jejíž hodnoty byly voleny dle odborných doporučení. Jsou to:

- Součinitel tření ve vodicích plochách  $f_1$ , který má pro valivé vedení hodnotu 0,005 [1].
- Ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukovaný na poloměr šroubu  $f_2 = 0,003$  [1].
- Ekvivalentní součinitel tření redukovaný na poloměru čepu  $f_3 = 0,003$  [1].

Výpočet tíhové síly:

$$F_g = m \cdot g$$

$$F_g = 7370 \cdot 9,81 = 72299,7 \text{ N}$$

Výpočet axiální síly:

$$F_A = F_g \cdot f_1$$

$$F_A = 72299,7 \cdot 0,005 = 361,4985 \text{ N}$$

- Je zvolen průměr kuličkového šroubu  $d_s=0,032$  m ze stoupáním 0,005 m

Statický moment zátěže redukovaný na hřídeli motoru:[3]

$$M_{zsrhm} = M_{GT} + M_G + M_L + M_{KSM} + M_f = 0,1075 \text{ Nm}$$

Pro výpočet osy „X“ jsou složky statického momentu zátěže redukovaného na hřídeli rovna součtu následujících momentů zátěže.

Moment zátěže od tíhové složky při skloněném vedení:[3]

$$M_{GT} = 0 \text{ Nm}$$

- Moment zátěže od tíhové složky je nulový, protože vedení není skloněno pod úhlem tedy  $\alpha = 0^\circ$ .

Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot:[3]

$$M_G = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_{Lk}^j \cdot \eta_{Lv}^j \cdot \eta_P}$$

$$M_G = \frac{7370 \cdot 9,81 \cdot \cos 0 \cdot 0,005}{2 \cdot 3,14 \cdot 4 \cdot 0,92 \cdot 0,99 \cdot 0,95 \cdot 0,96} = 0,0866 \text{ Nm}$$

Moment zátěže od třecích sil v ložisku:[3]

$$M_L = \frac{0,5 \cdot (F_A + m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_L \cdot f_3}{i \cdot \eta_P}$$

$$M_L = \frac{0,5 \cdot (361,4985 + 7370 \cdot 9,81 \cdot \cos 0 \cdot 0,01) \cdot 0,020 \cdot 0,003}{4 \cdot 0,96} = 0,0071 \text{ Nm}$$

Předeprnutí kuličkového šroubu:[3]

$$F_p = 0,35 \cdot F_A = 126,5245 \text{ N}$$

Moment zátěže od třecích sil v předeprnutí kuličkového šroubu:[3]

$$M_{KSM} = \frac{F_p \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_P \cdot \eta_{Lv}^j \cdot \eta_{Lk}^j} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5(F_A + m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_P \cdot \eta_{Lv}^j \cdot \eta_{Lk}^j}$$

$$M_{KSM} = \frac{126,5245 \cdot 0,005}{2 \cdot 3,14 \cdot 4 \cdot 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,99} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{0,5(361,4985 + 7370 \cdot 9,81 \cdot \cos 0 \cdot 0,005) \cdot 0,032 \cdot 0,003}{4 \cdot 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,99} = 0,0139 \text{ Nm}$$

Moment zátěže od vyosení axiální síly: [3]

$$M_F = 0$$

- Moment zátěže od vyosení axiální síly je nulový, protože je využito profilového valivého vedení, které zachytí klopný moment bez přidavného tření.

Celková účinnost:[3]

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_v \cdot \eta_{Lk} \cdot \eta_{Lv} \cdot \eta_P$$

$$\eta_c = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,95 \cdot 0,96 = 0,814 [1]$$

Potřebný moment motoru dle statického hlediska: [3]

$$M_m = \frac{F_A \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} + M_{zsrhm}$$

$$M_m = \frac{361,4985 \cdot 0,005}{2 \cdot 3,14 \cdot 4 \cdot 0,814} + 0,1075 = 0,1959 \text{ Nm}$$

Potřebný výkon motoru dle statického hlediska:

$$P_m = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot M_m$$

$$P_m = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2000}{60} \cdot 0,1959 = 41,0249 \text{ W}$$

### Kinematické hledisko

Pro kinematický a následně dynamický výpočet je zvolen pracovní cyklus jednoduchý. Volba vstupních veličin je provedena v následující tabulce.

*Tabulka 5: Vstupní hodnoty pro kinematický výpočet osy "X"*

Čas běhu:	$t_b =$ 50,56	[s]
Čas rozběhu:	$t_r =$ 1,6	[s]
Čas zpomalení:	$t_z =$ 1,6	[s]
Dráha běhu:	$S_b =$ 2,238	[m]
Dráha rozběhu:	$S_r =$ 0,001	[m]
Dráha zpomalení:	$S_z =$ 0,001	[m]

Jmenovitá rychlost rovnoměrného pohybu: [3]

$$v_{rp} = \frac{n_m \cdot s}{i \cdot 60}$$

$$v_{rp} = \frac{2000 \cdot 0,005}{4 \cdot 60} = 0,0417 \text{ m/s}$$

Jestliže se jedná o uzavřený jednoduchý cyklus lze pro dráhu pohybu psát: [3]

$$s_c = s_r + s_b + s_z$$

$$s_c = 0,001 + 2,238 + 0,001 = 2,24 \text{ m}$$

Obdobně pro čas je možno psát: [3]

$$T_t = t_r + t_b + t_z$$

$$T_t = 1,6 + 50,56 + 1,6 = 53,76 \text{ s}$$

V tento moment lze určit lineární zrychlení: [3]

$$a = \frac{v_{rp}}{t_r}$$

$$a = \frac{0,0417}{1,6} = 0,026 \text{ m/s}^2$$

Vztah mezi lineárním zrychlením stolu a úhlovým zrychlením šroubu: [3]

$$\varepsilon_s = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{s}$$

$$\varepsilon_s = \frac{0,026 \cdot 2 \cdot 3,14}{0,005} = 32,7083 \text{ rad/s}^2$$

Vztah mezi lineárním zrychlením stolu a úhlovým zrychlením motoru: [3]

$$\varepsilon_m = \varepsilon_s \cdot i$$

$$\varepsilon_m = 32,7083 \cdot 4 = 130,8333 \text{ rad/s}^2$$

Dále je nutné ověřit níže uvedenou podmínku, aby bylo možné vypočítat skutečný čas běhu.  
[3]

$$s_c \geq \frac{v_{rp}^2}{a}$$

$$2,24 \geq \frac{0,0417^2}{0,026}$$

$$4,8 \geq 0,0666$$

- Vyhovuje

Je tedy možné pro výpočet skutečného, reálného, celkového času běhu využít následující vztah: [3]

$$T = \frac{s_c}{v_{rp}} + \frac{v_{rp}}{a}$$

$$T = \frac{2,24}{0,0417} + \frac{0,0417}{0,026} = 55,36 \text{ s}$$

### **Dynamické hledisko**

Moment setrvačnosti kuličkového šroubu: [3]

$$J_s = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7830 \cdot s_c \cdot \left(\frac{d_s}{2}\right)^4$$

$$J_s = \frac{1}{2} \cdot 3,14 \cdot 7830 \cdot 2,24 \cdot \left(\frac{0,032}{2}\right)^4 = 0,0018 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot: [3]

$$J_m = m \cdot \left(\frac{s}{2 \cdot \pi}\right)^2$$

$$J_m = 7370 \cdot \left(\frac{0,005}{2 \cdot 3,14}\right)^2 = 0,4542 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

Moment setrvačnosti motoru s brzdou: (viz. Příloha I)

$$J_{mot} = 0,00106 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

Moment setrvačnosti převodovky: (viz. Příloha II)

$$J_P = 0,0048 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

Moment setrvačnosti redukovaný na hřídeli motoru: [3]

$$J_{rhm} = J_{mot} + J_P + \frac{J_s}{i^2} + \frac{J_m}{i^2}$$

$$J_{rhm} = 0,00106 + 0,0048 + \frac{0,0018}{4^2} + \frac{0,4542}{4^2} = 0,0340 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

Celkový dynamický moment zátěže redukováný na hřídeli:[3]

$$M_{zdrhm} = M_{dGT} + M_{dG} + M_{dKSM} = 0,0957 \text{ Nm}$$

Pro výpočet osy „X“ jsou složky statického momentu redukováného na hřídeli rovny: [3]

$$M_{dGT} = 0 \text{ N}$$

- Moment zátěže od tíhové složky je nulový, protože vedení není skloněno pod úhlem tedy  $\alpha = 0^\circ$ .

Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot: [3]

$$M_{dG} = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_{Lk}^j \cdot \eta_{Lv}^j \cdot \eta_P}$$

$$M_{dG} = \frac{7370 \cdot 9.81 \cdot 0,005 \cdot \cos 0 \cdot 0.005}{2 \cdot 3.14 \cdot 4 \cdot 0.92 \cdot 0,99 \cdot 0,95 \cdot 0.96} = 0.0866 \text{ Nm}$$

Moment zátěže od třecích sil v předepnutí kuličkového šroubu: [3]

$$M_{dKSM} = \frac{F_P \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_P \cdot \eta_{Lk}^j \cdot \eta_{Lv}^j} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5 \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1 \cdot d_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_P \cdot \eta_{Lk}^j \cdot \eta_{Lv}^j}$$

$$M_{dKSM} = \frac{126,5245 \cdot 0,005}{2 \cdot 3,14 \cdot 4 \cdot 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,95} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{0,5 \cdot 7370 \cdot 9,81 \cdot \cos 0 \cdot 0,005 \cdot 0,032 \cdot 0,003}{4 \cdot 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,95} = 0,0091 \text{ Nm}$$

Potřebný moment motoru dle dynamického hlediska: [3]

$$M_{dm} = J_{rhn} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm}$$

$$M_{dm} = 0,034 \cdot 130,8333 + 0,0957 = 4,5385 \text{ Nm}$$

Pohon osy „X“ se tedy skládá ze servomotoru Estun EMG 10A s brzdou, planetové převodovky Apex AF074 s převodovým poměrem čtyři, bezvůlové spojky Trasco ES velikosti 28/38, válcovaného kuličkového šroubu o průměru 32 mm se stoupáním 5 mm, a matice R32-05 s vymezenou vřtí, která je uložena v maticovém domku GFD-32. Kuličkový šroub, je uložen na straně u motoru pevně a na druhé straně volně. Pro uložení u motoru slouží ložiskový domek SFA-25, který obsahuje dvouradé kuličkové ložisko s kosoúhlým

stykem. Ložisko je jištěno pojistnou maticí označovanou jako HIR-25. Pro volné uložení slouží ložiskový domek SLA-25, který obsahuje jednořadé kuličkové ložisko, toto ložisko je jištěno pojistným kroužkem.

### **Kontrola kuličkového šroubu**

#### **Kontrola kritických otáček**

Pro osu „X“ je zvolen koeficient uložení kuličkového šroubu  $k_d$  dle doporučení (Obr. 31). Je tedy zvolena hodnota 1,88 [1], protože šroub bude na jedné straně uložen pevně a na druhé volně.

Výpočet kritických otáček: [4]

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_s \cdot 10^3}{s_c^2 \cdot 10^3} \cdot 10^8$$

$$n_k = 1,88 \cdot \frac{0,032 \cdot 10^3}{2,24^2 \cdot 10^3} \cdot 10^8 = 1198,9796 \text{ min}^{-1}$$

Výpočet provozních otáček: [4]

$$n_{max} = n_k \cdot 0,8$$

$$n_{max} = 1198,9796 \cdot 0,8 = 959,1837 \text{ min}^{-1}$$

- Kuličkový šroub vyhovuje, protože jeho maximální otáčky jsou  $500 \text{ min}^{-1}$  a tedy jsou nižší než maximální možné provozní otáčky.

#### **Kontrola vzpěrné tuhosti**

U kuličkového šroubu byl zvolen koeficient závislosti na uložení  $k_k$ , podle doporučení výrobce (Obr. 32), které se týká kuličkových šroubů uložených na jedné straně pevně a na druhé straně volně. Hodnota tohoto koeficientu je 2,05 [1].

Výpočet teoretické maximální dovolené axiální síly: [4]

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_s^4 \cdot 10^3}{s_c^2 \cdot 10^3} \cdot 10^5$$

$$F_k = 2,05 \cdot \frac{0,032^4 \cdot 10^3}{2,24^2 \cdot 10^3} \cdot 10^5 = 42840,8163 \text{ N}$$



Výpočet maximální provozní dovolené axiální síly: [4]

$$F_{kmax} = F_k \cdot 0,5$$

$$F_{kmax} = 42840,8163 \cdot 0,5 = 21420,4082 \text{ N}$$

- Navrhnutý kuličkový šroub vyhovuje z hlediska kontroly vzpěrné tuhosti, jelikož vypočtená maximální provozní axiální síla je vyšší než maximální axiální síla působící na šroub.

### Výpočet životnosti kuličkového šroubu

Pro výpočet životnosti je nutné znát dynamickou únosnost. Tato dynamická únosnost  $C_{dyn}$  je 23900 N pro válcovaný kuličkový šroub s vymezenými vředy průměru 32 mm a stoupání 5 mm. Byly určeny dva cykly provozu kuličkového šroubu. První cyklus, zatížení  $F_1$ , je bez uchycené palety s obráběcí hlavou. Poměrná doba, po kterou působení  $F_1$ , byla určena na úrovni 50%. Druhým cyklus je s uchycenou paletou, zatížení je označeno jako  $F_2$  a poměrná doba jeho působení byla určena na úrovni 50%.

Výpočet sil  $F_1$  a  $F_2$ :

$$F_1 = (m - m_p) \cdot g \cdot f_1$$

$$F_1 = (7370 - 2000) \cdot 9,81 \cdot 0,005 = 263,3985 \text{ N}$$

$$F_2 = F_A$$

Střední zatížení kuličkového šroubu: [4]

$$F_m = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^x F_i^3 \cdot \frac{t_i}{100}}$$

$$F_m = \sqrt[3]{\left(F_1^3 \cdot \frac{t_1}{100}\right) + \left(F_2^3 \cdot \frac{t_2}{100}\right)}$$

$$F_m = \sqrt[3]{\left(263,3985^3 \cdot \frac{50}{100}\right) + \left(361,4985^3 \cdot \frac{50}{100}\right)}$$

$$F_m = 319,9663 \text{ N}$$

Životnost kuličkového šroubu v otáčkách: [4]

$$L_o = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6$$

$$L_o = \left( \frac{23900}{319,9663} \right)^3 \cdot 10^6 = 4,2 \cdot 10^{11} \text{ otáček}$$

Životnost kuličkového šroubu v hodinách:

$$L_h = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_s \cdot 60}$$

$$L_h = \left( \frac{23900}{319,9663} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{500 \cdot 60} = 5 \cdot 10^{10} \text{ hodin} > 5 \cdot 10^5 \text{ hodin}$$

- Životnost kuličkového šroubu v ose „X“ vyhovuje, jelikož vypočítaná životnost je vyšší jako zadaná životnost minimální

### 3.3.3 LINEÁRNÍ VEDENÍ

Pro osu „X“ bylo zvoleno lineární vedení HGW s vozíky lineárního vedení HGW65CC (viz. Příloha III). Je použito celkem osm vozíků lineárního vedení.

#### Kontrola statického momentu

Jestliže předpokládáme, že je příčník absolutně tuhý neměl by v ose „X“ vzniknout žádný statický moment. Ve skutečnosti příčník absolutně tuhý není, lze však předpokládat, že statický moment nepřesáhne dovolený statický moment pro zvolené vedení.

#### Kontrola statické únosnosti

Výpočet ekvivalentního zatížení: [4]

$$P_e = \frac{F_g}{8}$$

$$P_e = \frac{72299,7}{8} = 9037,4625 \text{ N}$$

$P_e$  – ekvivalentní zatížení [N]

Výpočet statického bezpečnostního faktoru: [4]

$$f = \frac{C_o}{P_e}$$

$$f = \frac{324710}{9037,4625} = 35,9 [1]$$

- Statický bezpečnostní faktor vyhovuje, protože podle katalogu nesmí být tato hodnota pro normální zatížení nižší jako tři.

### Výpočet životnosti lineárního vedení

Výpočet nominální životnosti: [4]

$$L = \left( \frac{C_{dynL}}{P_e} \right)^3 \cdot 50000$$

$$L = \left( \frac{163630}{9037,4625} \right)^3 \cdot 50000 = 2,97 \cdot 10^8 \text{ m}$$

Výpočet životnosti v hodinách: [4]

$$L_{hod} = L \cdot \frac{50000}{v_{rp} \cdot 3600}$$

$$L_{hod} = 2,97 \cdot 10^8 \cdot \frac{50000}{0,0417 \cdot 3600} = 3,56 \cdot 10^{14} \text{ hodin} > 5 \cdot 10^5 \text{ hodin}$$

- Životnost lineárního vedení v ose „X“ vyhovuje, jelikož vypočítaná životnost je vyšší jako zadaná životnost minimální

## 3.4 NÁVRH KONSTRUKCE OSY „Z“

Tato kapitola se zabývá popisem součástí manipulátoru pohybujících se po ose „Z“. Dále je provedena volba pohonu osy „Z“. Volba pohonu se skládá z výpočtů, dle kterých je navrhnout kuličkový šroub, servomotor, převodovka, ložiska a další nedílné součásti pohonu osy „Z“.

### 3.4.1 RÁM

Pro výpočet pohonu osy „Z“ je hmotnost přesouvaných hmot rovna součtu hmotnosti přenašeče, polohovadla přenašeče a jejich komponent

### 3.4.2 VOLBA POHONU

Pro pohon osy „Z“ byl také vybrán princip náhonu, který se skládá z elektrického servomotoru s brzdou a absolutním snímačem polohy. Krouticí moment motoru je přes spojku přenášén do planetové převodovky a dále na kuličkový šroub.

#### Statické hledisko

Tabulka 6: Vstupní hodnoty pro statický výpočet osy "Z"

Hmotnost přesouvaných hmot:	m= 2720	[Kg]
Stoupání kuličkového šroubu:	s= 0,005	[m]
Otáčky motoru:	n= 2000	[1/min]

- Součinitel tření ve vodicích plochách  $f_1$ , který má pro valivé vedení hodnotu 0,005 [1].
- Ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu  $f_2 = 0,003$  [1].
- Ekvivalentní součinitel tření redukováný na poloměru čepu  $f_3 = 0,003$  [1].

Výpočet tíhové síly:

$$F_g = m \cdot g$$

$$F_g = 2720 \cdot 9,81 = 26683,2 \text{ N}$$

Výpočet axiální síly:

$$F_A = F_g \cdot f_1$$

$$F_A = 26683,2 \cdot 0,005 = 133,416 \text{ N}$$

- Je zvolen průměr kuličkového šroubu  $d_s=0,05 \text{ m}$

Statický moment zátěže redukováný na hřídeli motoru: [3]

$$M_{zsrhm} = M_{GT} + M_G + M_L + M_{KSM} + M_f = 2,9099 \text{ Nm}$$

Pro výpočet osy „Z“ jsou složky statického momentu zátěže redukováného na hřídeli rovna součtu následujících momentů zátěže.

Moment zátěže od tíhové složky při skloněném vedení: [3]

$$M_{GT} = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c}$$

$$M_{GT} = \frac{2720 \cdot 9,81 \cdot \sin 90 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0,814} = 2,9149 \text{ Nm}$$

- Moment zátěže od tíhové složky není nulový, protože vedení je skloněno pod úhlem tedy  $\alpha$  je rovna  $90^\circ$ .

Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot: [3]

$$M_G = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_{Lk}^j \cdot \eta_{Lv}^j \cdot \eta_P}$$

$$M_G = \frac{2720 \cdot 9,81 \cdot \cos 90 \cdot 0,005}{2 \cdot 3,14 \cdot 8 \cdot 0,92 \cdot 0,99 \cdot 0,95 \cdot 0,96} = 0 \text{ Nm}$$

Moment zátěže od třecích sil v ložisku:[3]

$$M_L = \frac{0,5 \cdot (F_A + m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_L \cdot f_3}{i \cdot \eta_P}$$

$$M_L = \frac{0,5 \cdot (133,416 + 2720 \cdot 9,81 \cdot \cos 90 \cdot 0,01) \cdot 0,04 \cdot 0,003}{8 \cdot 0,96} = 0,0006 \text{ Nm}$$

Předeprnutí kuličkového šroubu: [3]

$$F_p = 0,35 \cdot F_A = 46,7 \text{ N}$$

Moment zátěže od třecích sil v předeprnutí kuličkového šroubu:[3]

$$M_{KSM} = \frac{F_P \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_P \cdot \eta_{Lv}^j \cdot \eta_{Lk}^j} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5(F_A + m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_P \cdot \eta_{Lv}^j \cdot \eta_{Lk}^j}$$

$$M_{KSM} = \frac{46,7 \cdot 0,005}{2 \cdot 3,14 \cdot 8 \cdot 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,99} \cdot (1 - 0,92^2) +$$

$$+ \frac{0,5(133,416 + 2720 \cdot 9,81 \cdot \cos 90 \cdot 0,005) \cdot 0,05 \cdot 0,003}{8 \cdot 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,99} = 0,0016 \text{ Nm}$$

Moment zátěže od vyosení axiální síly: [3]

$$M_F = 0$$

- Moment zátěže od vyosení axiální síly je nulový, protože je využito profilového valivého vedení, které zachytí klopný moment bez přidavného tření.

Celková účinnost: [3]

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_v \cdot \eta_{Lk} \cdot \eta_{Lv} \cdot \eta_P$$

$$\eta_c = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,95 \cdot 0,96 = 0,814 \text{ [1]}$$

Potřebný moment motoru dle statického hlediska: [3]

$$M_m = \frac{F_A \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} + M_{zsrhm}$$

$$M_m = \frac{133,416 \cdot 0,005}{2 \cdot 3,14 \cdot 8 \cdot 0,814} + 2,9099 = 2,9262 \text{ Nm}$$

Potřebný výkon motoru dle statického hlediska:

$$P_m = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot M_m$$

$$P_m = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2000}{60} \cdot 2,9262 = 612,8654 \text{ W}$$

### Kinematické hledisko

Pro kinematický a následně dynamický výpočet je zvolen pracovní cyklus jednoduchý. Před kinematickým výpočtem je také nutné zvolit hodnoty veličin, které do kinematického výpočtu vstupují. Tato volba je provedena v níže uvedené tabulce.

Tabulka 7: Vstupní hodnoty pro kinematický výpočet osy "Z"

Čas běhu:	$t_b = 161,46$	[s]
Čas rozběhu:	$t_r = 0,15$	[s]
Čas zpomalení:	$t_z = 0,15$	[s]
Dráha běhu:	$S_b = 3,368$	[m]
Dráha rozběhu:	$S_r = 0,001$	[m]
Dráha zpomalení:	$S_z = 0,001$	[m]

Jmenovitá rychlost rovnoměrného pohybu: [3]

$$v_{rp} = \frac{n_m \cdot s}{i \cdot 60}$$

$$v_{rp} = \frac{2000 \cdot 0,005}{8 \cdot 60} = 0,0208 \text{ m/s}$$

Jestliže se jedná o uzavřený jednoduchý cyklus lze pro dráhu pohybu psát: [3]

$$s_c = s_r + s_b + s_z$$

$$s_c = 0,001 + 3,368 + 0,001 = 3,37 \text{ m}$$

Obdobně pro čas je možno psát: [3]

$$T_t = t_r + t_b + t_z$$

$$T_t = 0,15 + 161,46 + 0,15 = 161,76 \text{ s}$$

V tento moment lze určit lineární zrychlení: [3]

$$a = \frac{v_{rp}}{t_r}$$

$$a = \frac{0,0208}{0,15} = 0,1389 \text{ m/s}^2$$

Vztah mezi lineárním zrychlením stolu a úhlovým zrychlením šroubu: [3]

$$\varepsilon_s = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{s}$$

$$\varepsilon_s = \frac{0,1389 \cdot 2 \cdot 3,14}{0,005} = 174,4444 \text{ rad/s}^2$$

Vztah mezi lineárním zrychlením stolu a úhlovým zrychlením motoru: [3]

$$\varepsilon_m = \varepsilon_s \cdot i$$

$$\varepsilon_m = 174,4444 \cdot 8 = 1395,5556 \text{ rad/s}^2$$

Dále je nutné ověřit níže uvedenou podmínku, aby bylo možné vypočítat skutečný čas běhu. [3]

$$s_c \geq \frac{v_{rp}^2}{a}$$

$$4,8 \geq \frac{0,0208^2}{0,1389}$$

$$4,8 \geq 0,0031$$

- Vyhovuje

Je tedy možné pro výpočet skutečného, reálného celkového času běhu využít následující vztah: [3]

$$T = \frac{s_c}{v_{rp}} + \frac{v_{rp}}{a}$$

$$T = \frac{3,37}{0,0208} + \frac{0,0208}{0,1389} = 161,91 \text{ s}$$

### **Dynamické hledisko**

Pro výpočet potřebného momentu motoru je zapotřebí určit momenty setrvačnosti.

Moment setrvačnosti kuličkového šroubu: [3]

$$J_s = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7830 \cdot s_c \cdot \left(\frac{d_s}{2}\right)^4$$

$$J_s = \frac{1}{2} \cdot 3,14 \cdot 7830 \cdot 3,37 \cdot \left(\frac{0,05}{2}\right)^4 = 0,0162 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot: [3]

$$J_m = m \cdot \left(\frac{s}{2 \cdot \pi}\right)^2$$



$$J_m = 2720 \cdot \left( \frac{0,005}{2 \cdot 3,14} \right)^2 = 0,1676 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

Moment setrvačnosti motoru s brzdou: (viz. Příloha I)

$$J_{mot} = 0,0015 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

Moment setrvačnosti převodovky: (viz. Příloha II)

$$J_P = 0,0044 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

Moment setrvačnosti redukováný na hřídeli motoru: [3]

$$J_{rhm} = J_{mot} + J_P + \frac{J_s}{i^2} + \frac{J_m}{i^2}$$

$$J_{rhm} = 0,0015 + 0,0044 + \frac{0,0162}{8^2} + \frac{0,1676}{8^2} = 0,003 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

Celkový dynamický moment zátěže redukováný na hřídeli: [3]

$$M_{zdrhm} = M_{dGT} + M_{dG} + M_{dKSM} = 2,9079 \text{ Nm}$$

Pro výpočet osy „Z“ jsou složky statického momentu redukováného na hřídeli rovny: [3]

$$M_{dGT} = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c}$$

$$M_{dGT} = \frac{2720 \cdot 9,81 \cdot \sin 90 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 0,814} = 2,9149 \text{ Nm}$$

- Moment zátěže od tíhové složky není nulový, protože vedení je skloněno pod úhlem.

Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot: [3]

$$M_{dG} = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_{Lk}^j \cdot \eta_{Lv}^j \cdot \eta_P}$$

$$M_{dG} = \frac{2720 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos 90 \cdot 0,005}{2 \cdot 3,14 \cdot 8 \cdot 0,92 \cdot 0,99 \cdot 0,95 \cdot 0,96} = 0 \text{ Nm}$$

Moment zátěže od třecích sil v předepnutí kuličkového šroubu: [3]

$$M_{dKSM} = \frac{F_P \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_P \cdot \eta_{Lk}^j \cdot \eta_{Lv}^j} \cdot (1 - \eta_S^2) + \frac{0,5 \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1 \cdot d_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_P \cdot \eta_{Lk}^j \cdot \eta_{Lv}^j}$$

$$M_{dKSM} = \frac{46,7 \cdot 0,005}{2 \cdot 3,14 \cdot 8 \cdot 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,95} (1 - 0,92^2) +$$

$$+ \frac{0,5 \cdot 2720 \cdot 9,81 \cdot \cos 90 \cdot 0,005 \cdot 0,05 \cdot 0,003}{8 \cdot 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,95} = 0,0002 \text{ Nm}$$

Potřebný moment motoru dle dynamického hlediska: [3]

$$M_{dm} = J_{rhn} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm}$$

$$M_{dm} = 0,003 \cdot 1395,5556 + 2,9079 = 7,1585 \text{ Nm}$$

Pohon osy „Z“ se tedy skládá ze servomotoru Estun EMG 15A s brzdou, planetové převodovky AF075 s převodovým poměrem osm, bezvůlové spojky Trasco ES velikosti 28/38, válcovaného kuličkového šroubu s vymezenou vůlí o průměru 50 mm se stoupáním 5 mm a matice R50-05, která je uložena v maticovém domku GFD-50. Kuličkový šroub je uložen na straně u motoru pevně v ložiskovém domku SFA-40. Tento ložiskový domek obsahuje dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem. Ložisko je jištěno pojistnou maticí HIR-40. Na druhé straně je kuličkový šroub uložen volně v ložiskovém domku SLA-40, který obsahuje jednořadé kuličkové ložisko.

### Kontrola kuličkového šroubu

Při kontrole kuličkového šroubu je provedena kontrola kritických otáček a vzpěrné tuhosti. Dále je vypočítána životnost.

### Kontrola kritických otáček

Pro osu „Z“ je zvolen koeficient uložení kuličkového šroubu  $k_d$  dle doporučení (Obr. 31). Je tedy zvolena hodnota 1,88 [1], protože šroub bude na jedné straně uložen pevně a na druhé volně.

Výpočet kritických otáček: [4]

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_s \cdot 10^3}{s_c^2 \cdot 10^3} \cdot 10^8$$

$$n_k = 1,88 \cdot \frac{0,05 \cdot 10^3}{3,37^2 \cdot 10^3} \cdot 10^8 = 827,6907 \text{ min}^{-1}$$

Výpočet provozních otáček [4]

$$n_{max} = n_k \cdot 0,8$$

$$n_{max} = 827,6907 \cdot 0,8 = 662,1525 \text{ min}^{-1}$$

- Kuličkový šroub vyhovuje, protože jeho maximální otáčky jsou  $250 \text{ min}^{-1}$  a tedy jsou nižší než maximální přípustné otáčky.

### Kontrola vzpěrné tuhosti

U kuličkového šroubu byl zvolen koeficient závislosti na uložení  $k_k$ , podle doporučení výrobce (Obr. 32), které se týká kuličkových šroubů uložených na jedné straně pevně a na druhé straně volně. Hodnota tohoto koeficientu je 2,05 [1].

Výpočet teoretické, maximální, dovolené axiální síly: [4]

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_s^4 \cdot 10^3}{s_c^2 \cdot 10^3} \cdot 10^5$$

$$F_k = 2,05 \cdot \frac{0,05^4 \cdot 10^3}{3,37^2 \cdot 10^3} \cdot 10^5 = 112816,8778 \text{ N}$$

Výpočet maximální, provozní, dovolené axiální síly: [4]

$$F_{kmax} = F_k \cdot 0,5$$

$$F_{kmax} = 112816,8778 \cdot 0,5 = 56408,4389 \text{ N}$$

- Navrhnutý kuličkový šroub vyhovuje z hlediska kontroly vzpěrné tuhosti, jelikož vypočtená maximální, provozní, axiální síla je vyšší než maximální, axiální síla působící na šroub.

### Výpočet životnosti kuličkového šroubu

Pro výpočet životnosti je nutné znát dynamickou únosnost. Tato dynamická únosnost  $C_{dyn}$  je 28300 N pro válcovaný kuličkový šroub s vymezenými vředy průměru 50 mm a stoupání 5 mm. Nejprve je nutné určit střední zatížení kuličkového šroubu. Byly určeny dva cykly provozu kuličkového šroubu. První cyklus je bez uchycené palety s obráběcí hlavou a jeho

zatížení je označeno jako  $F_1$ . Poměrná doba, po kterou působení  $F_1$ , byla určena na úrovni 50%. Druhým cyklus je s uchycenou paletou, zatížení je označeno jako  $F_2$  a poměrná doba jeho působení byla určena na úrovni 50%.

Výpočet sil  $F_1$  a  $F_2$ :

$$F_1 = (m - m_p) \cdot g$$

$$F_1 = (2720 - 2000) \cdot 9,81 = 7063,2 \text{ N}$$

$$F_2 = F_g$$

Střední zatížení kuličkového šroubu: [4]

$$F_m = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^x F_i^3 \cdot \frac{t_i}{100}}$$

$$F_m = \sqrt[3]{\left(F_1^3 \cdot \frac{t_1}{100}\right) + \left(F_2^3 \cdot \frac{t_2}{100}\right)}$$

$$F_m = \sqrt[3]{\left(7063,2^3 \cdot \frac{50}{100}\right) + \left(26683,2^3 \cdot \frac{50}{100}\right)}$$

$$F_m = 21308,6061 \text{ N}$$

Životnost kuličkového šroubu v otáčkách: [4]

$$L_o = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m}\right)^3 \cdot 10^6$$

$$L_o = \left(\frac{28300}{21308,6061}\right)^3 \cdot 10^6 = 2,3 \cdot 10^6 \text{ otáček}$$

Životnost kuličkového šroubu v hodinách:

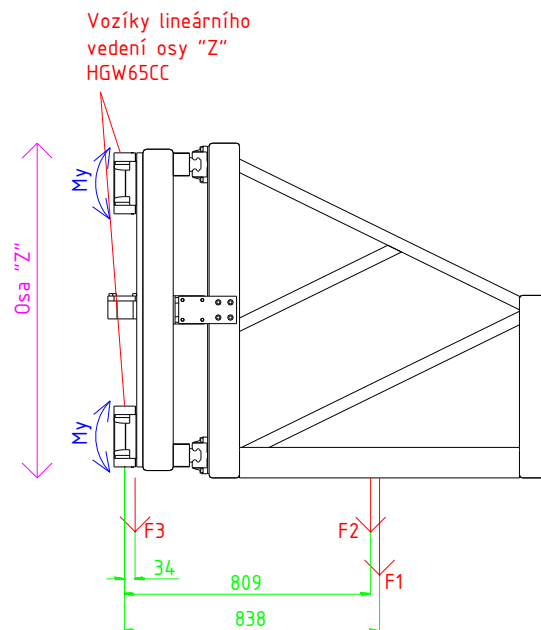
$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_s \cdot 60}$$

$$L_h = \left(\frac{28300}{21308,6061}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{250 \cdot 60} = 5,6 \cdot 10^5 \text{ hodin} > 5 \cdot 10^5 \text{ hodin}$$

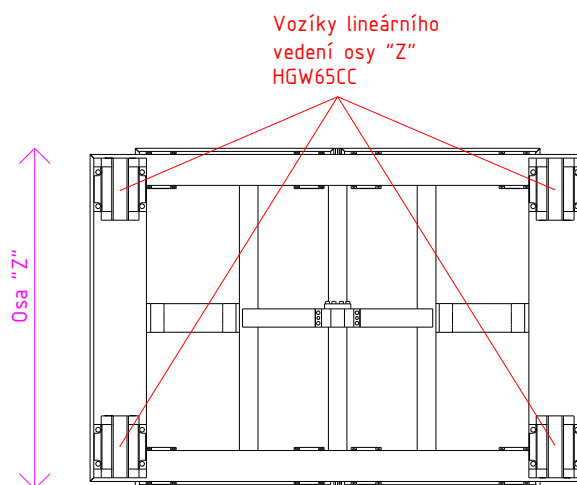
- Životnost kuličkového šroubu v ose „Z“ vyhovuje, jelikož vypočítaná životnost je vyšší jako zadaná životnost minimální

### 3.4.3 LINEÁRNÍ VEDENÍ

Pro osu „Z“ bylo zvoleno taktéž lineární vedení HGW s vozíky lineárního vedení HGW65CC (viz. Příloha III).



Obr. 35: Působíště tíhových sil pro lineární vedení v ose "Z"



Obr. 36: Náčrt rozložení vozíků lineárního vedení v ose "Z"

## Kontrola statického momentu

Tíhová síla od upnuté palety s obráběcí hlavou:

$$F1 = \frac{m_p \cdot g}{4}$$

$$F1 = \frac{2000 \cdot 9,81}{4} = 4905 \text{ N}$$

Tíhová síla od přenašeče:

$$F2 = \frac{m_{př} \cdot g}{4}$$

$$F2 = \frac{366 \cdot 9,81}{4} = 897,61 \text{ N}$$

Tíhová síla od polohovadla přenašeče:

$$F3 = \frac{m_{plř} \cdot g}{4}$$

$$F3 = \frac{354 \cdot 9,81}{4} = 868 \text{ N}$$

- Jednotlivé složky tíhových sil jsou děleny čtyřmi, protože zátěž osy „Z“ se pohybuje na čtyřech vozících lineárního vedení.

Statický moment od upnuté palety s obráběcí hlavou:

$$M_1 = F1 \cdot 0,838$$

$$M_1 = 4905 \cdot 0,838 = 4110,39 \text{ Nm}$$

Statický moment od tíhové síly přenašeče:

$$M_2 = F2 \cdot 0,809$$

$$M_2 = 897,61 \cdot 0,809 = 726,17 \text{ Nm}$$

Statický moment od tíhové síly polohovadla přenašeče:

$$M_3 = F3 \cdot 0,625$$

$$M_3 = 868 \cdot 0,034 = 29,5 \text{ Nm}$$

Celkový statický moment působící v kontrolované rovině na jeden vozík lineárního vedení:

$$M_c = M_1 + M_2 + M_3$$

$$M_c = 4110,39 + 726,17 + 29,5 = 4866,06 \text{ Nm} < 6440 \text{ Nm}$$

- Lineární vozík HGW65CC vyhovuje, jelikož jeho dovolený statický moment je v kontrolované rovině 6440 Nm.

### **Kontrola statické únosnosti**

Výpočet ekvivalentního zatížení: [4]

$$P_e = \frac{F_g}{4}$$

$$P_e = \frac{26683,2}{4} = 3335,4 \text{ N}$$

Výpočet statického bezpečnostního faktoru: [4]

$$f = \frac{C_o}{P_e}$$

$$f = \frac{324710}{3335,4} = 97,35 > 3$$

- Statický bezpečnostní faktor vyhovuje, protože podle katalogu nesmí být tato hodnota pro normální zatížení nižší jako tři.

### **Výpočet životnosti lineárního vedení**

Výpočet nominální životnosti: [4]

$$L = \left( \frac{C_{dynL}}{P_e} \right)^3 \cdot 50000$$

$$L = \left( \frac{163630}{3335,4} \right)^3 \cdot 50000 = 5,9 \cdot 10^9 \text{ m}$$

Výpočet životnosti v hodinách: [4]

$$L_{hod} = L \cdot \frac{50000}{v_{rp} \cdot 3600}$$

$$L_{hod} = 5,9 \cdot 10^9 \cdot \frac{50000}{0,0208 \cdot 3600} = 1,42 \cdot 10^{16} \text{ hodin} > 5 \cdot 10^5 \text{ hodin}$$

- Životnost lineárního vedení v ose „Z“ vyhovuje, jelikož vypočítaná životnost je vyšší jako zadaná životnost minimální

## 3.5 PŘENAŠEČ

### 3.5.1 VOLBA NÁHONU PŘENAŠEČE

Pro pohon přenašeče byl vybrán princip pneumatického pohonu. Pneumatický pohon byl použit zejména kvůli své nižší ceně a také proto, že na polohování pohybu přenašeče nejsou kladeny takové nároky jako na polohování os. Tedy použití pohonné soustavy s kuličkovým šroubem, by bylo zbytečné. Jsou použity dva dvojčinné pneumatické válce. Každý z nich pohybuje polovinou přenašeče. Je proveden pouze výpočet potřebného dvojčinného pneumatického válce, který proběhl za pomoci výpočtové aplikace společnosti Festo [8]. Výpočet dalších součástí pneumatického obvodu není proveden, protože manipulátor je napojen na centrální přívod stlačeného vzduchu z obráběcího stroje. Pro výpočet byly použity následující vstupní data:

- Pohybovaná hmotnost je 183 kg (hmotnost poloviny přenašeče)
- Čas polohování  $T_p = 1 \text{ s}$
- Požadovaný zdvih  $a = 0,148 \text{ m}$
- Provozní tlak 0,6 MPa

Byl vybrán pneumatický válec DSBC-80 (viz. Příloha VII), průměr pístu vybraného válce je 80 mm a síla při tlaku 0,6 MPa je 2721 N

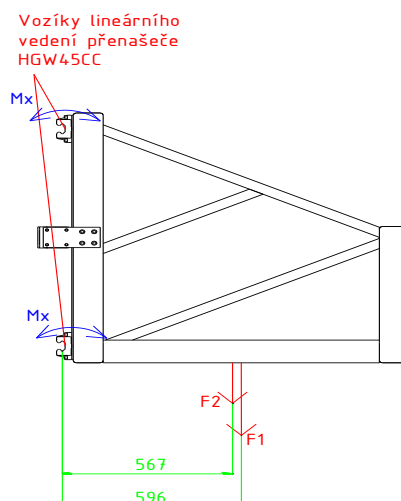
$$v_{rp} = \frac{a}{T_p} = 0,148 \text{ m/s}$$



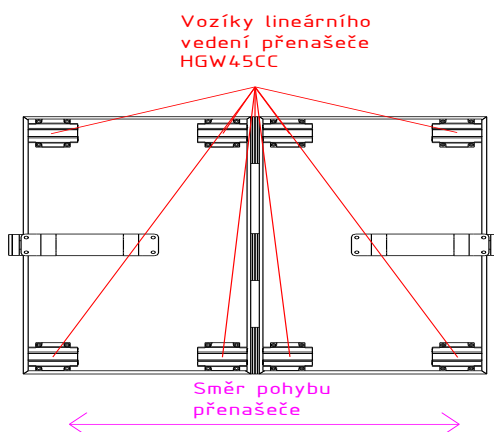
### 3.5.2 LINEÁRNÍ VEDENÍ PŘENAŠEČE

Pro lineární vedení přenašeče bylo zvoleno taktéž lineární vedení HGW s vozíky lineárního vedení HGW45CC (viz. Příloha III).

#### Kontrola statického momentu



Obr. 37: Působíště tíhových sil pro lineární vedení přenašeče



Obr. 38: Náčrt rozložení vozíků lineárního vedení přenašeče

Tíhová síla od upnuté palety s obráběcí hlavou:

$$F1 = \frac{m_p \cdot g}{8}$$

$$F1 = \frac{2000 \cdot 9,81}{8} = 2452,5 \text{ N}$$

Tíhová síla od přenašeče:

$$F_2 = \frac{m_{př} \cdot g}{8}$$

$$F_2 = \frac{366 \cdot 9,81}{8} = 448,8 \text{ N}$$

- Jednotlivé složky tíhových sil jsou děleny osmi, protože přenašeč se pohybuje na osmi vozících lineárního vedení.

Statický moment od upnuté palety s obráběcí hlavou:

$$M_1 = F_1 \cdot 0,596$$

$$M_1 = 2452,5 \cdot 0,596 = 1461,69 \text{ Nm}$$

Statický moment od tíhové síly přenašeče:

$$M_2 = F_2 \cdot 1,399$$

$$M_2 = 448,8 \cdot 0,567 = 254,47 \text{ Nm}$$

Celkový statický moment působící v kontrolované rovině na jeden vozík lineárního vedení:

$$M_c = M_1 + M_2$$

$$M_c = 1461,69 + 254,47 = 1716,16 \text{ Nm} < 3010 \text{ Nm}$$

- Lineární vozík HGW45CC vyhovuje, jelikož jeho dovolený statický moment je v kontrolované rovině 3010 Nm.

### **Kontrola statické únosnosti**

- Statická únosnost  $C_o$  je pro vybraný vozík lineárního vedení 155930 N.

Výpočet ekvivalentního zatížení: [4]

$$P_e = F_1 + F_2$$

$$P_e = 2452,5 + 448,8 = 2901,3 \text{ N}$$

Výpočet statického bezpečnostního faktoru: [4]

$$f = \frac{C_o}{P_e}$$

$$f = \frac{155930}{2901,3} = 53,74 > 3$$

- Statický bezpečnostní faktor vyhovuje, protože podle katalogu nesmí být tato hodnota pro normální zatížení nižší jako tři.

### Výpočet životnosti lineárního vedení

- Dynamická únosnost  $C_{dynL}$  je pro vybraný vozík lineárního vedení 77570 N.

Výpočet nominální životnosti: [4]

$$L = \left( \frac{C_{dynL}}{P_e} \right)^3 \cdot 50000$$

$$L = \left( \frac{77570}{2901,3} \right)^3 \cdot 50000 = 9,5 \cdot 10^8 \text{ m}$$

Výpočet životnosti v hodinách: [4]

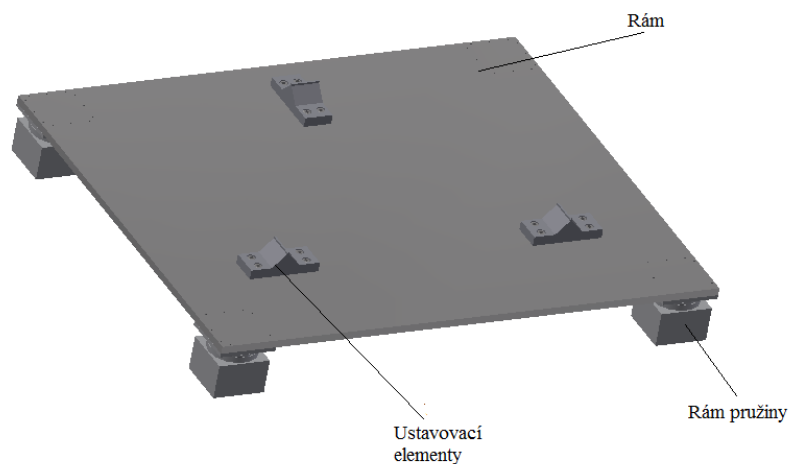
$$L_{hod} = L \cdot \frac{50000}{v_{rp} \cdot 3600}$$

$$L_{hod} = 9,5 \cdot 10^8 \cdot \frac{50000}{0,148 \cdot 3600} = 8,9 \cdot 10^{10} \text{ hodin} > 5 \cdot 10^5 \text{ hodin}$$

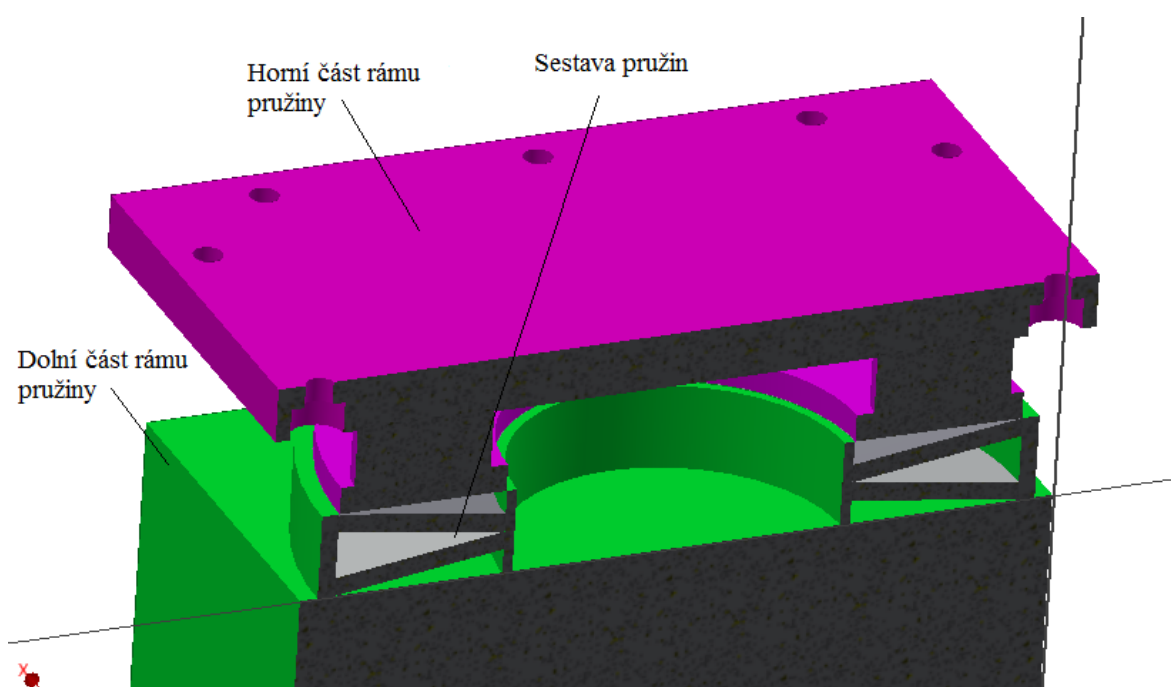
- Životnost lineárního vedení přenašeče vyhovuje, jelikož vypočítaná životnost je vyšší jako zadaná životnost minimální

## 3.6 VÝMĚNNÉ POZICE

V této kapitole, je proveden návrh konstrukce výměnných pozic, které budou uloženy v pracovním prostoru stroje. Výměnné místa budou součástí pracovního prostoru stroje a budou celkem tři. Každé z nich se skládá z rámu, ustavovacích elementů a talířových pružin, které jsou uloženy mezi horní a dolní částí rámu pružiny. Pružiny slouží jako ochrana spojovacího rozhraní hlavy v případě havárie.



*Obr. 39: Výměnná pozice*



*Obr. 40: Řez rámem talířové pružiny*

### **Volba talířových pružin**

Pro volbu talířových pružin byl využit výpočtový program společnosti Mubea [9]. Na jedno výměnné místo jsou použity čtyři sestavy pružin. Každá sestava se skládá z dvou talířových pružin, které jsou uloženy paralelně. Na základě výpočtu (viz. Příloha VI) byla vybrána pružina o vnějším průměru 100 mm a volné výšce 6,2 mm. Volná výška sestavy pružin je tedy 12,4 mm. Při nezatížení výměnného místa technologickou paletou s obráběcí hlavou je síla působící na jednu sestavu pružin vyvozená od horního části rámu pružiny, rámu a ustavovacích elementů rovna 331 N. Při tomto zatížení činí odpružení 0,096 mm. Jestliže na výměnném místě, je uložena paleta s obráběcí hlavou, je zatížení jedné sestavy pružin 5534

N a odpružení činí 2,045 mm. Při předpokladu, že pohon osy „Z“ obráběcího stroje při konání výměny vyvine sílu 8 kN je síla působící na jednu sestavu pružinu při konání výměny 7354 N a odpružení 3,446 mm.

## ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývala návrhem systému automatické výměny obráběcích hlav pro portálové obráběcí centra typu horní gantry. Hlavním požadavkem bylo vytvoření samotného systému, který bude přenášet obráběcí hlavy uložené v technologické paletě z externího zásobníku technologických hlav na tři výměnná místa v pracovním prostoru. Tento cíl diplomové práce byl splněn. Konstrukce systému automatické výměny obráběcích hlav se skládá z tříosého manipulátoru a výměnných míst v pracovním prostoru stroje.

První část diplomové práce obsahuje rešerši portálových obráběcích center s větším přihlédnutím k portálovým obráběcím centrům typu horní gantry. Dále byla provedena rešerše systémů výměny obráběcích hlav.

V druhé kapitole jsou specifikovány požadavky kladené na finální řešení. V další fázi jsou navrženy dvě koncepční řešení systému automatické výměny obráběcích hlav. Z těchto dvou řešení je vybráno jedno, které je dále zpracováváno. Pro vybrané řešení jsou v další části kapitoly vybrány principy řešení konstrukčních uzlů.

Samotné konstrukční řešení je shrnuto v kapitole třetí. Jsou provedeny návrhy pohonných soustav všech os manipulátoru a také navrženy všechny nezbytné komponenty.

Tato diplomová práce navrhuje konstrukční řešení automatické výměny obráběcích hlav. Navrhnuté řešení splňuje hlavní cíl diplomové práce. Tedy při využívání navrhnutého řešení by bylo možné automaticky měnit palety s obráběcími hlavami u portálových obráběcích center typu horní gantry.

## SEZNAM ZDROJŮ

- [1] *Trimill: Machine tools* [online]. Zlín: Trimill, 2015 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <http://www.trimill.cz/>
- [2] *F-Zimmermann* [online]. Bernhaeuser Str. 35, 73765 Neuhausen a.d.F. Germany: Zimmermann, 2016 [cit. 2016-02-14]. Dostupné z: <http://www.f-zimmermann.com/index.php?id=104>
- [3] MAREK, Jiří, Petr BLECHA, Tomáš BŘEZINA, Ivan MRKVICA, Lubomír NOVOTNÝ, Jan SMOLÍK, Matěj SULITKA a Oldřich UČEŇ. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014, 684 stran. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [4] *Hiwin* [online]. Brno: Hiwin s.r.o., 2016 [cit. 2016-02-12]. Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/>
- [5] *Servomotory-estun-emg. Raveo* [online]. Otrokovice: Raveo s.r.o., 2016 [cit. 2016-03-10]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/servomotory-estun-emj>
- [6] *APEX DYNAMICS CZECH* [online]. Otrokovice: APEX DYNAMICS CZECH, 2013 [cit. 2016-04-29]. Dostupné z: <http://www.apexdynaczech.cz>
- [7] *HABERKORN* [online]. Mokré Lazce: Haberkorn Ulmer, 2015 [cit. 2016-04-29]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/>
- [8] *Festo* [online]. Praha: Festo, 2016 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: [https://www.festo.com/cms/cs\\_cz/index.htm](https://www.festo.com/cms/cs_cz/index.htm)
- [9] *Mubea* [online]. Praha: Mubea, 2016 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <http://www.mubea.com/cz/products-technologies/industry/products/disc-springs/standard-disc-springs/theory/disc-spring-combinations/>
- [10] *Yama Saiki* [online]. Los Angeles: Yama Saiki, 2015 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: [http://www.yamaseiki.com/yama\\_en/index.htm](http://www.yamaseiki.com/yama_en/index.htm)
- [11] *Heyligestaedt* [online]. Geiben: Heyligestaedt, 2015 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: [http://www.heyligenstaedt.de/english/e\\_programm.html](http://www.heyligenstaedt.de/english/e_programm.html)

# SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1: Portálové obráběcí centrum Trimill VM 6525 [1] .....	15
Obr. 2: Portálový obráběcí stroj typu spodní gantry [2] .....	16
Obr. 3: Obráběcí hlava VH6 [2] .....	17
Obr. 4: Sloup.....	18
Obr. 5: Yama Seiki výměna hlav [10] .....	19
Obr. 6: Heynuform výměna hlav [11] .....	19
Obr. 7: Portálové obráběcí centra Trimill VM 6525 [1].....	20
Obr. 8: Technologická paleta s hlavou Trimill [1] .....	21
Obr. 9: Výměné místo Trimill [1].....	21
Obr. 10: Náčrt spodního úchopu.....	23
Obr. 11: Čelní náčrt spodního úchopu .....	24
Obr. 12: Náčrt horního úchopu .....	24
Obr. 13: Čelní náčrt horního úchopu .....	25
Obr. 14: Morfologie posuvné soustavy [3].....	26
Obr. 15: Provedení KŠM [3].....	27
Obr. 16: Pastorek a ozubený hřeben [3] .....	28
Obr. 17: Kluzné vedení [3] .....	29
Obr. 18: Vozík lineárního vedení HGH [4] .....	30
Obr. 19: Konstrukce manipulátoru .....	33
Obr. 20: Specifikace osy "Y" a osy "Z" .....	33
Obr. 21: Specifikace osy "X" .....	34
Obr. 22: Příčnick manipulátoru .....	34
Obr. 23: Působení sil na příčnick.....	35
Obr. 24: Výsledky pevnostní analýzy - Napětí Von Mises .....	36
Obr. 25: Výsledky pevnostní analýzy - posunutí.....	36
Obr. 26: Čelní pohled na rám osy "Z" .....	37
Obr. 27: Boční pohled na rám osy "Z" .....	37
Obr. 28: Čelní pohled na polohovadlo přenašeče .....	38
Obr. 29: Boční pohled na polohovadlo přenašeče .....	38
Obr. 30: Přenašeč .....	38
Obr. 31: Koeficienty uložení kuličkového šroubu [3]. .....	49
Obr. 32: Koeficient závislosti na uložení [3].....	50
Obr. 33: Vozík lineárního vedení HGW65CC [4].....	53



Obr. 34: Působíště tíhových sil pro lineární vedení v ose "Y" .....	54
Obr. 35: Působíště tíhových sil pro lineární vedení v ose "Z" .....	77
Obr. 36: Náčrt rozložení vozíků lineárního vedení v ose "Z" .....	77
Obr. 37: Působíště tíhových sil pro lineární vedení přenašeče .....	81
Obr. 38: Náčrt rozložení vozíků lineárního vedení přenašeče .....	81
Obr. 39: Výměnná pozice .....	84
Obr. 40: Řez rámem talířové pružiny .....	84

## SEZNAM TABULEK

Tabulka 2: Vstupní hodnoty pro statický výpočet osy "Y" .....	39
Tabulka 3: Tabulka účinností .....	40
Tabulka 4: Vstupní hodnoty pro kinematický výpočet osy "Y" .....	44
Tabulka 5: Vstupní hodnoty pro statický výpočet osy "X" .....	58
Tabulka 6: Vstupní hodnoty pro kinematický výpočet osy "X" .....	60
Tabulka 7: Vstupní hodnoty pro statický výpočet osy "Z" .....	68
Tabulka 8: Vstupní hodnoty pro kinematický výpočet osy "Z" .....	71

# SEZNAM PŘÍLOH

**PŘÍLOHA I:** Katalogový list motorů ESTUN EMG [5]

**PŘÍLOHA II:** Katalogový list planetových převodovek APEX řada AF [6]

**PŘÍLOHA III:** Katalogový list lineárního vedení HGW-CC [4]

**PŘÍLOHA IV:** Katalogový list matic pro kuličkové šrouby [4]

**PŘÍLOHA V:** Katalogový list spojek Trasco ES [7]

**PŘÍLOHA VI:** Protokol výpočtu talířové pružiny [9]

**PŘÍLOHA VII:** Katalogový list pneumatického válce DSBC-80 [8]

**PŘÍLOHA VIII:** Katalogový list domků pro matice kuličkových šroubů GFD [4]

**PŘÍLOHA IX:** Katalogový list ložiskových domků SFA [4]

**PŘÍLOHA X:** Katalogový list ložiskových domků SLA [4]

**PŘÍLOHA XI:** Výkresová dokumentace

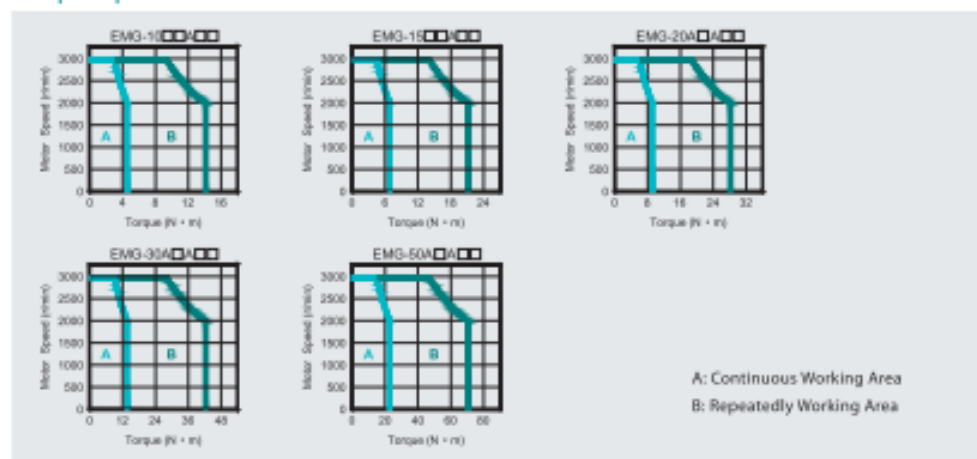
## PŘÍLOHA II: Katalogový list motorů ESTUN EMG [5]

### Rated Value and Specification

Voltage		200VAC / 400VAC						
Servo Motor Model	EMG-	10A□□□	100□□□	15A□□□	150□□□	20A□□□	30A□□□	50A□□□
Rated Output Power	kW	1.0	1.0	1.5	1.5	2.0	3.0	5.0
Rated Torque	N.m	4.78	4.78	7.16	7.16	9.55	14.3	23.9
Instantaneous Peak Torque	N.m	14.3	14.3	21.5	21.5	28.7	43.0	71.6
Rated Current	Arms	6.0	3.0	9.0	4.8	12.0	18.0	28.0
Instantaneous Max. Current	Arms	18.0	9.0	27.0	14.4	36.0	54.0	84.0
Rated Speed	r/min	2000						
Max. Speed	r/min	3000						
Rotor Moment of Inertia	X10 <sup>-4</sup> kg·m <sup>2</sup>	10.0 (10.6)		14.5 (15.1)		19.0 (19.6)	41.3 (44.5)	65.7 (68.9)
Brake Rated Voltage		DC24V±10%						
Brake Rated Power	W	19					35	
Brake Holding Torque	N.m	10					40	
Encoder	Standard	Incremental Encoder: 131072P/R				Absolute Encoder: 131072P/R		
	Options	Absolute Encoder: 131072P/R Resolver Wire-saving Incremental Encoder (2500P/R)				Resolver		
Insulation Class		F						
Ambient Temperature		0 to + 40°C (No freezing)						
Ambient Humidity		20 to 80% RH (Non-condensing)						
Vibration		24.5m/s <sup>2</sup>						
Enclosure		Totally Enclosed, Self-cooled, IP65 ( Except for shaft opening, when not equipped with oil seal. )						

(Note) The values in parentheses are for servo motors with holding brakes.

### Torque-Speed Feature



# PŘÍLOHA II: Katalogový list planetových převodovek APEX řada AF [6]

Model No.	Stages	Ratio	AF042	AF060	AF060A	AF075	AF075A	AF100	AF140	AF180	AF220
Nominal Output Torque T <sub>2N</sub>	1	3	20	55	-	130	-	208	342	588	1,140
		4	19	50	-	140	-	290	542	1,050	1,700
		5	22	60	-	160	-	330	650	1,200	2,000
		6	20	55	-	150	-	310	600	1,100	1,900
		7	19	50	-	140	-	300	550	1,100	1,800
		8	17	45	-	120	-	260	500	1,000	1,600
		9	14	40	-	100	-	230	450	900	1,500
		10	14	40	-	100	-	230	450	900	1,500
	2	15	20	55	55	130	130	208	342	588	1,140
		20	19	50	50	140	140	290	542	1,050	1,700
		25	22	60	60	160	160	330	650	1,200	2,000
		30	20	55	55	150	150	310	600	1,100	1,900
		35	19	50	50	140	140	300	550	1,100	1,800
		40	17	45	45	120	120	260	500	1,000	1,600
		45	14	40	40	100	100	230	450	900	1,500
		50	22	60	60	160	160	330	650	1,200	2,000
		60	20	55	55	150	150	310	600	1,100	1,900
		70	19	50	50	140	140	300	550	1,100	1,800
80	17	45	45	120	120	260	500	1,000	1,600		
90	14	40	40	100	100	230	450	900	1,500		
100	14	40	40	100	100	230	450	900	1,500		
Emergency Stop Torque T <sub>201</sub> <sup>2</sup>	Nm	1,2	3 times of Nominal Output Torque								
Nominal Input Speed n <sub>IN</sub>	rpm	1,2	3~100	5,000	5,000	5,000	4,000	4,000	4,000	3,000	2,000
Max. Input Speed n <sub>IS</sub>	rpm	1,2	3~100	10,000	10,000	10,000	8,000	8,000	8,000	6,000	4,000
Micro Backlash P <sub>0</sub>	arcmin	1	3~10	-	-	-	≤1	≤1	≤1	≤1	≤1
	2	15~100	-	-	-	-	-	≤3	≤3	≤3	≤3
Reduced Backlash P <sub>1</sub>	arcmin	1	3~10	≤3	≤3	≤3	≤3	≤3	≤3	≤3	≤3
	2	15~100	≤5	≤5	≤5	≤5	≤5	≤5	≤5	≤5	≤5
Standard Backlash P <sub>2</sub>	arcmin	1	3~10	≤5	≤5	≤5	≤5	≤5	≤5	≤5	≤5
	2	15~100	≤7	≤7	≤7	≤7	≤7	≤7	≤7	≤7	≤7
Torsional Rigidity	Nm/arcmin	1,2	3~100	3	7	7	14	14	25	50	145
Max. Radial Load F <sub>2R</sub> <sup>3</sup>	N	1,2	3~100	610	1,400	1,400	4,100	4,100	9,200	14,000	18,000
Max. Axial Load F <sub>2A</sub> <sup>3</sup>	N	1,2	3~100	302	1,000	1,000	3,300	3,300	5,220	10,800	13,000
Max. Axial Load F <sub>2A2</sub> <sup>3</sup>	N	1,2	3~100	320	1,100	1,100	3,700	3,700	5,820	11,400	16,300
Service Life	hr	1,2	3~100	30,000*							
Efficiency η	%	1	3~10	≥97%							
	2	15~100	≥94%								
Weight	kg	1	3~10	0.6	1.3	-	3.7	-	6.9	13.7	28
	2	15~100	0.8	1.5	2	4.1	5.5	8.1	16.6	33	60
Operating Temperature	°C	1,2	3~100	-10°C~+90°C							
Lubrication		1,2	3~100	synthetic gear grease (NYGEL 792D)							
Degree of Gearbox Protection		1,2	3~100	IP65							
Mounting Position		1,2	3~100	all directions							
Noise Level (n <sub>1</sub> =3000rpm)	dB	1,2	3~100	≤56	≤58	≤60	≤60	≤63	≤63	≤65	≤67

## Gearbox Inertia

Model No.	Stages	Ratio	AF042	AF060	AF060A	AF075	AF075A	AF100	AF140	AF180	AF220
Mass Moments of Inertia $J_1$	1	3	0.03	0.16	-	0.61	-	3.25	9.21	28.98	69.61
		4	0.03	0.14	-	0.48	-	2.74	7.54	23.67	54.37
		5	0.03	0.13	-	0.47	-	2.71	7.42	23.29	53.27
		6	0.03	0.13	-	0.45	-	2.65	7.25	22.75	51.72
		7	0.03	0.13	-	0.45	-	2.62	7.14	22.48	50.97
		8	0.03	0.13	-	0.44	-	2.58	7.07	22.59	50.84
		9	0.03	0.13	-	0.44	-	2.57	7.04	22.53	50.63
		10	0.03	0.13	-	0.44	-	2.57	7.03	22.51	50.56
	2	15	0.03	0.03	0.13	0.13	0.47	0.47	2.71	7.42	23.29
		20	0.03	0.03	0.13	0.13	0.47	0.47	2.71	7.42	23.29
		25	0.03	0.03	0.13	0.13	0.47	0.47	2.71	7.42	23.29
		30	0.03	0.03	0.13	0.13	0.47	0.47	2.71	7.42	23.29
		35	0.03	0.03	0.13	0.13	0.47	0.47	2.71	7.42	23.29
		40	0.03	0.03	0.13	0.13	0.47	0.47	2.71	7.42	23.29
		45	0.03	0.03	0.13	0.13	0.47	0.47	2.71	7.42	23.29
		50	0.03	0.03	0.13	0.13	0.44	0.44	2.57	7.03	22.51
		60	0.03	0.03	0.13	0.13	0.44	0.44	2.57	7.03	22.51
		70	0.03	0.03	0.13	0.13	0.44	0.44	2.57	7.03	22.51
		80	0.03	0.03	0.13	0.13	0.44	0.44	2.57	7.03	22.51
		90	0.03	0.03	0.13	0.13	0.44	0.44	2.57	7.03	22.51
		100	0.03	0.03	0.13	0.13	0.44	0.44	2.57	7.03	22.51

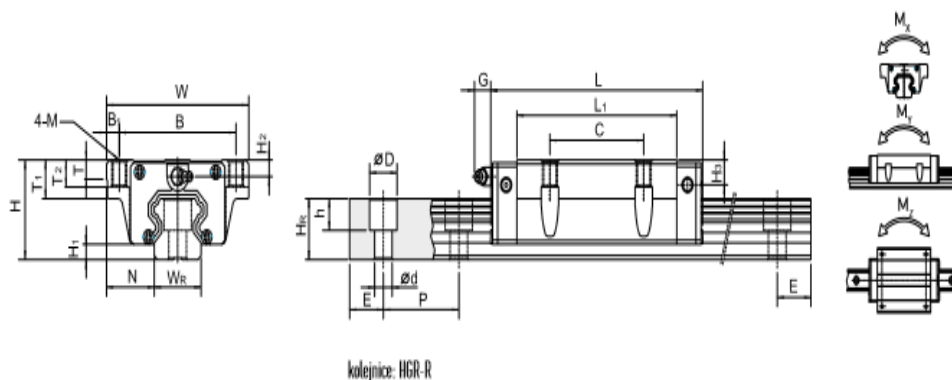
1. Ratio ( $i=N_1/N_{out}$ )

\* S1 service life 15,000 hrs

2.  $T_{2R}$  = 60% of  $T_{2N0T}$

3. Applied to the output shaft center @ 100 rpm

# PŘÍLOHA III: Katalogový list lineárního vedení HGW-CC [4]



Typ	Montážní rozměry (mm)	Rozměry vozíku (mm)															Rozměry kolejnic (mm)							Sruby pro kolejnici (mm)	Dynamická únosnost <sub>C<sub>dyn</sub></sub> (N)	Statická únosnost <sub>C<sub>0</sub></sub> (N)	Statický moment			Hmotnost kolejnice (kg/m)	
		H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	W	B	B <sub>1</sub>	C	L <sub>1</sub>	L	G	M	T	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	H <sub>4</sub>	W <sub>1</sub>	H <sub>5</sub>	D	h	d	P				E	M <sub>x</sub> (Nm)	M <sub>y</sub> (Nm)		M <sub>z</sub> (Nm)
HGW15CC	24	4,3	16,0	47	38	4,5	30	39,4	61,4	5,3	M6	6,0	8,7	6,95	4,5	3,5	15	15,0	7,5	5,3	4,5	60	*	M4x16	11380	29310	170	150	150	0,17	1,45
HGW20CC	30	4,6	21,5	63	53	5,0	40	50,5	77,5	12,0	M6	8,0	10,0	9,50	6,0	7,0	20	17,5	9,5	8,5	6,0	60	*	M5x16	17790	37840	380	270	270	0,51	2,21
HGW20HC								65,2	90,3																21180	48840	480	470	470	0,52	
HGW25CC	36	5,5	23,5	70	57	6,5	45	58,0	83,0	12,0	M8	8,0	14,0	10,00	6,0	9,0	23	22,0	11,0	9,0	7,0	60	*	M6x20	26480	56190	640	510	510	0,76	3,21
HGW25HC								78,6	103,6																32790	76000	870	680	680	0,80	
HGW30CC	42	6,0	31,0	90	72	9,0	50	70,0	97,4	12,0	M10	8,5	16,0	10,00	6,5	10,8	28	26,0	14,0	12,0	9,0	60	*	M8x25	38740	83060	1060	850	850	1,42	4,47
HGW30HC								93,0	120,4																47270	110130	1400	1470	1470	1,44	
HGW35CC	48	7,5	33,0	100	82	9,0	62	80,0	112,4	12,0	M10	10,1	18,0	13,00	9,0	12,6	34	29,0	14,0	12,0	9,0	60	*	M8x25	49520	102870	1730	1200	1200	2,03	6,30
HGW35HC								103,8	138,2																60210	136370	2290	2080	2080	2,06	
HGW45CC	60	9,5	37,5	120	100	10,0	80	97,0	138,0	12,9	M12	15,1	22,0	15,00	8,5	20,5	45	38,0	20,0	17,0	14,0	105	*	M12x35	77370	155930	3010	2350	2350	3,54	10,41
HGW45HC								128,8	169,8																94540	207120	4000	4070	4070	3,69	
HGW55CC	70	13,0	43,5	140	116	12,0	95	117,7	165,7	12,9	M14	17,5	26,5	17,00	12,0	19,0	53	44,0	23,0	20,0	16,0	120	*	M14x45	114440	227810	5660	4260	4260	5,38	15,08
HGW55HC								155,8	203,8																139390	301260	7490	7010	7010	5,96	
HGW65CC	90	15,0	53,5	170	142	14,0	110	144,2	198,2	12,9	M16	25,0	37,5	23,00	15,0	19,0	63	53,0	26,0	22,0	18,0	150	*	M16x50	163630	324710	10020	6440	6440	9,17	21,18
HGW65HC								203,6	257,6																208360	457150	14150	11120	11120	12,89	

\* Pokud zákazník neurčí jinak, oba konce  $E_1$  a  $E_2$  jsou symetrické v rozmezí  $E_{10}$  min. a  $E_{10}$  max. - viz tab. 2.19.

## PŘÍLOHA IV: Katalogový list matic pro kuličkové šrouby [4]

Označení	$d_0 \times P$	$d_s$	$D_{g6}$	D1	D2	D3	Otvory	L	L1	L2	L3	S	B	dk	TS	$C_{dyn}[N]$	$C_0[N]$
R12-05K4-FSCDIN	12x5	11.7	24	40	32	4.5	0	33	8	8	4	M3	26	9.9	•	5500	12000
R12-10K3-FSCDIN	12x10	11.8	24	40	32	4.5	0	43	8	8	4	M3	26	9.6	•	5100	10100
R15-05K4-FSCDIN	15x5	13.8	28	48	38	5.5	1	38	10	10	5	M6	40	11.8	-	12600	21000
R16-05T3-FSIDIN	16x5	15.5	28	48	38	5.5	1	40	10	10	5	M6	40	12.9	•	7320	12470
R16-10K3-FSCDIN	16x10	14.6	28	48	38	5.5	1	45	10	10	5	M6	40	12.5	•	9100	19300
R16-16K3-FSCDIN	16x16	14.4	28	48	38	5.5	1	61	12	20	6	M6	40	13.0	•	9100	19300
R16-20K3-FSCDIN	16x20	13.9	28	48	38	5.5	1	56	10	10	5	M6	40	11.8	•	5200	10400
R20-05K4-FSCDIN	20x5	19.5	36	58	47	6.6	1	40	10	10	5	M6	44	16.9	•	13400	32740
R20-10K3-FSCDIN	20x10	19.3	36	58	47	6.6	1	48	10	10	5	M6	44	16.6	•	10000	23500
R20-20K2-FSCDIN	20x20	19.5	36	58	47	6.6	1	57	10	10	5	M6	44	17.1	•	6800	15300
R20-20K4-DFSCDIN	20x20	19.5	36	58	47	6.6	1	57	10	10	5	M6	44	17.1	•	12300	30500
R25-05K4-FSCDIN	25x5	24.9	40	62	51	6.6	1	43	10	12	5	M6	48	22.3	•	14900	41500
R25-10K4-FSCDIN	25x10	24.4	40	62	51	6.6	1	61	10	16	5	M6	48	21.8	•	15900	40400
R25-25K2-FSCDIN	25x25	24.7	40	62	51	6.6	1	70	10	16	5	M6	48	22.1	•	7500	19300
R25-25K4-DFSCDIN	25x25	24.7	40	62	51	6.6	1	70	10	16	5	M6	48	22.1	•	13500	38200
R32-05K6-FSCDIN	32x5	31.7	50	80	65	9.0	1	48	12	12	6	M6	62	29.1	•	23900	81900
R32-10K5-FSCDIN	32x10	31.8	50	80	65	9.0	1	77	12	16	6	M6	62	28.6	•	31500	80100
R32-20K3-FSCDIN	32x20	31.8	50	80	65	9.0	1	88	12	16	7	M6	62	28.6	•	17000	48500
R32-32K2-FSCDIN	32x32	31.9	50	80	65	9.0	1	88	12	12	6	M6	62	28.7	•	11600	31800
R32-32K4-DFSCDIN	32x32	31.9	50	80	65	9.0	1	88	12	12	6	M6	62	28.7	•	20600	62200
R40-05K6-FSCDIN	40x5	39.4	63	93	78	9.0	2	50	14	10	7	M8x1	70	36.8	•	25900	100600
R40-10K4-FSCDIN	40x10	37.8	63	93	78	9.0	2	70	14	16	7	M8x1	70	32.8	•	45000	123000
R40-20K3-FSCDIN	40x20	37.8	63	93	78	9.0	2	88	14	16	7	M8x1	70	32.8	•	34850	94000
R40-40K2-FSCDIN	40x40	37.8	63	93	78	9.0	2	102	14	16	7	M8x1	70	32.9	•	23000	58400
R40-40K4-DFSCDIN	40x40	37.8	63	93	78	9.0	2	102	14	16	7	M8x1	70	32.9	•	41500	115800
R50-05K6-FSCDIN	50x5	49.3	75	110	93	11.0	2	50	16	10	8	M8x1	85	46.8	-	28300	127200
R50-10K6-FSCDIN	50x10	47.9	75	110	93	11.0	2	90	16	16	8	M8x1	85	42.9	-	74500	250000
R50-20-K5-FSCDIN	50x20	48.0	75	110	93	11.0	2	132	18	25	9	M8x1	85	42.9	-	62000	208000
R50-40K3-FSCDIN	50x40	50.3	75	110	93	11.0	2	149	18	45	9	M8x1	85	45.0	-	39000	123000
R50-40K6-DFSCDIN	50x40	50.3	75	110	93	11.0	2	149	18	45	9	M8x1	85	45.0	-	70300	242600
R63-10T6-FSIDIN	63x10	63.1	90	125	108	11.0	2	120	18	16	9	M8x1	95	58.0	-	61920	214090

# PŘÍLOHA V: Katalogový list spojek Trasco ES [7]

## Spojky

### Bezvůlové TRASCO® ES

#### Technické vlastnosti pružných členů spojek

Velikost	Tvrdost	T <sub>01</sub> [Nm]	T <sub>0max</sub> [Nm]	C <sub>01a</sub> [Nm/rad]	C <sub>01b</sub> [Nm/rad]	C <sub>r</sub> [N/mm]	ΔK <sub>a</sub> [mm]	ΔK <sub>r</sub> [mm]	ΔK <sub>w</sub> [°]
7	80 Shore A (modří)	0,7	1,4	8,6	26	114	0,6	0,15	1,1
	92 Shore A (žlutí)	1,2	2,4	14,3	43	219	0,6	0,10	1,0
	98 Shore A (červení)	2,0	4,0	22,9	69	421	0,6	0,06	0,9
	64 Shore D (zelení)	2,4	4,8	34,8	103	630	0,6	0,04	0,8
9	80 Shore A (modří)	1,8	3,6	17,2	52	125	0,8	0,19	1,1
	92 Shore A (žlutí)	3,0	6,0	31,5	95	262	0,8	0,13	1,0
	98 Shore A (červení)	5,0	10,0	51,6	155	518	0,8	0,08	0,9
	64 Shore D (zelení)	6,0	12,0	74,6	224	739	0,8	0,05	0,8
14	80 Shore A (modří)	4,0	8,0	60,2	180	153	1,0	0,21	1,1
	92 Shore A (žlutí)	7,5	15,0	114,6	344	336	1,0	0,15	1,0
	98 Shore A (červení)	12,5	25,0	171,9	513	604	1,0	0,09	0,9
	64 Shore D (zelení)	16,0	32,0	234,2	702	856	1,0	0,06	0,8
19/24	80 Shore A (modří)	5,0	10,0	370,0	1.120	740	1,2	0,15	1,1
	92 Shore A (žlutí)	10,0	20,0	820,0	1.920	1.260	1,2	0,10	1,0
	98 Shore A (červení)	17,0	34,0	990,0	2.350	2.210	1,2	0,06	0,9
	64 Shore D (zelení)	21,0	42,0	1.470,0	4.470	2.970	1,2	0,04	0,8
24/28	80 Shore A (modří)	17,0	34,0	860,0	1.390	840	1,4	0,18	1,1
	92 Shore A (žlutí)	35,0	70,0	2.300,0	5.130	1.900	1,4	0,14	1,0
	98 Shore A (červení)	60,0	120,0	3.700,0	8.130	2.940	1,4	0,10	0,9
	64 Shore D (zelení)	75,0	150,0	4.500,0	11.500	4.200	1,4	0,07	0,8
28/38	80 Shore A (modří)	46,0	92,0	1.370,0	2.350	990	1,5	0,20	1,3
	92 Shore A (žlutí)	95,0	190,0	3.800,0	7.270	2.100	1,5	0,15	1,0
	98 Shore A (červení)	160,0	320,0	4.200,0	10.800	3.680	1,5	0,11	0,9
	64 Shore D (zelení)	200,0	400,0	7.350,0	18.400	4.900	1,5	0,08	0,8
38/45	92 Shore A (žlutí)	190,0	380,0	5.600,0	12.000	2.900	1,8	0,17	1,0
	98 Shore A (červení)	325,0	650,0	8.140,0	21.850	5.040	1,8	0,12	0,9
	64 Shore D (zelení)	405,0	810,0	9.900,0	33.500	6.160	1,8	0,09	0,8
	92 Shore A (žlutí)	265,0	530,0	9.800,0	20.500	4.100	2,0	0,19	1,0
42	98 Shore A (červení)	450,0	900,0	15.180,0	34.200	5.940	2,0	0,14	0,9
	64 Shore D (zelení)	560,0	1.120,0	16.500,0	71.400	7.560	2,0	0,10	0,8
48	92 Shore A (žlutí)	310,0	620,0	12.000,0	22.800	4.500	2,1	0,23	1,0
	98 Shore A (červení)	525,0	1.050,0	16.600,0	40.400	6.820	2,1	0,16	0,9
	64 Shore D (zelení)	655,0	1.310,0	31.350,0	102.800	9.000	2,1	0,11	0,8
	92 Shore A (žlutí)	410,0	820,0	13.000,0	23.100	3.200	2,2	0,24	1,0
55	98 Shore A (červení)	685,0	1.370,0	24.000,0	63.400	7.100	2,2	0,17	0,9
	64 Shore D (zelení)	825,0	1.650,0	42.160,0	111.700	9.910	2,2	0,12	0,8
65	92 Shore A (žlutí)	900,0	1.800,0	38.500,0	97.200	6.410	2,6	0,25	1,0
	98 Shore A (červení)	1.040,0	2.080,0	39.800,0	99.500	6.620	2,6	0,18	0,9
	98 Shore A (červení)	1.920,0	3.840,0	79.150,0	190.450	8.650	3,0	0,21	0,9

Data v tabulce platí pro otáčky 1.500 min<sup>-1</sup> a pracovní teplotu 30 °C. Pro rychlosti nad 30 m/s je doporučeno spojky dynamicky vyvážet.

Následující vlastnosti lze aplikovat na všechny typy spojek TRASCO® ES. Při použití typů GESM, GESA a GESAP je nutné zkontrolovat vlastnosti v tabulce proti hodnotám uvedeným v tabulkách o přeneseném krouticím momentu.

Při aplikacích s vysokým stupněm nesoucosati lze použít zdvojenou bezvůlovou spojku se dvěma pružnými členy.

T<sub>01</sub> jmenovitý krouticí moment

C<sub>r</sub> radiální tuhost

ΔK<sub>r</sub> maximální radiální vychýlka

T<sub>0max</sub> maximální krouticí moment

ΔK<sub>a</sub> maximální axiální vychýlka

C<sub>r</sub> torzní tuhost

ΔK<sub>w</sub> maximální úhlová vychýlka



## PŘÍLOHA VI: Protokol výpočtu talířové pružiny [9]

Mubea

Version 19.7.98

Disc Springs, Data Sheet

group 2

part./drawing no.: 18 0109

project:

Muhr und Bender, Tellerfedern und Spannelemente GmbH, Postfach 120, 57564 Daaden

phone.: sales: 02743/806-184, -194, Fax.: -188; engineering: 02743/806-268, -134, -135, Fax.: -292

characteristic of stack

dimensions

outer diam.: De= 100,000 mm

inner diam.: Di= 51,000 mm

thickness: t= 2,700 mm

red. thickness: t'= 2,700 mm

spring height: l0= 6,200 mm

data

h0= 3,500 mm

h0/t= 1,296    h0'= 3,500 mm

h0'/t'= 1,296    De/Di= 1,961

stack:

2 springs    1 times against e.o.

load points of one spring				calculated stresses				load points of stack		
load-point	height l mm	travel s mm	load F N	σ I	σ II	σ III	σ OM	height l mm	travel s mm	load F N
0	6,200							12,400		
1	6,152	0,048	331	-50	-3	29	-16	12,304	0,096	331
2	5,177	1,023	5354	-985	8	565	-348	10,355	2,045	5354
3	4,477	1,723	7354	-1563	110	890	-586	8,954	3,446	7354
Flat	2,700	3,500	9091	-2678	721	1491	-1191	5,400	7,000	9091

specification

material: 50 CrV 4

surface finish: shot peening

corrosion prot.: phosphated and oiled

Youngs-modulus: 206000 MPa

temperature: 20 °C

**Mubea**

Version 19.7.98

# Disc Springs, Data Sheet

## group 2

part./drawing no.: **18 0109**project: **0**

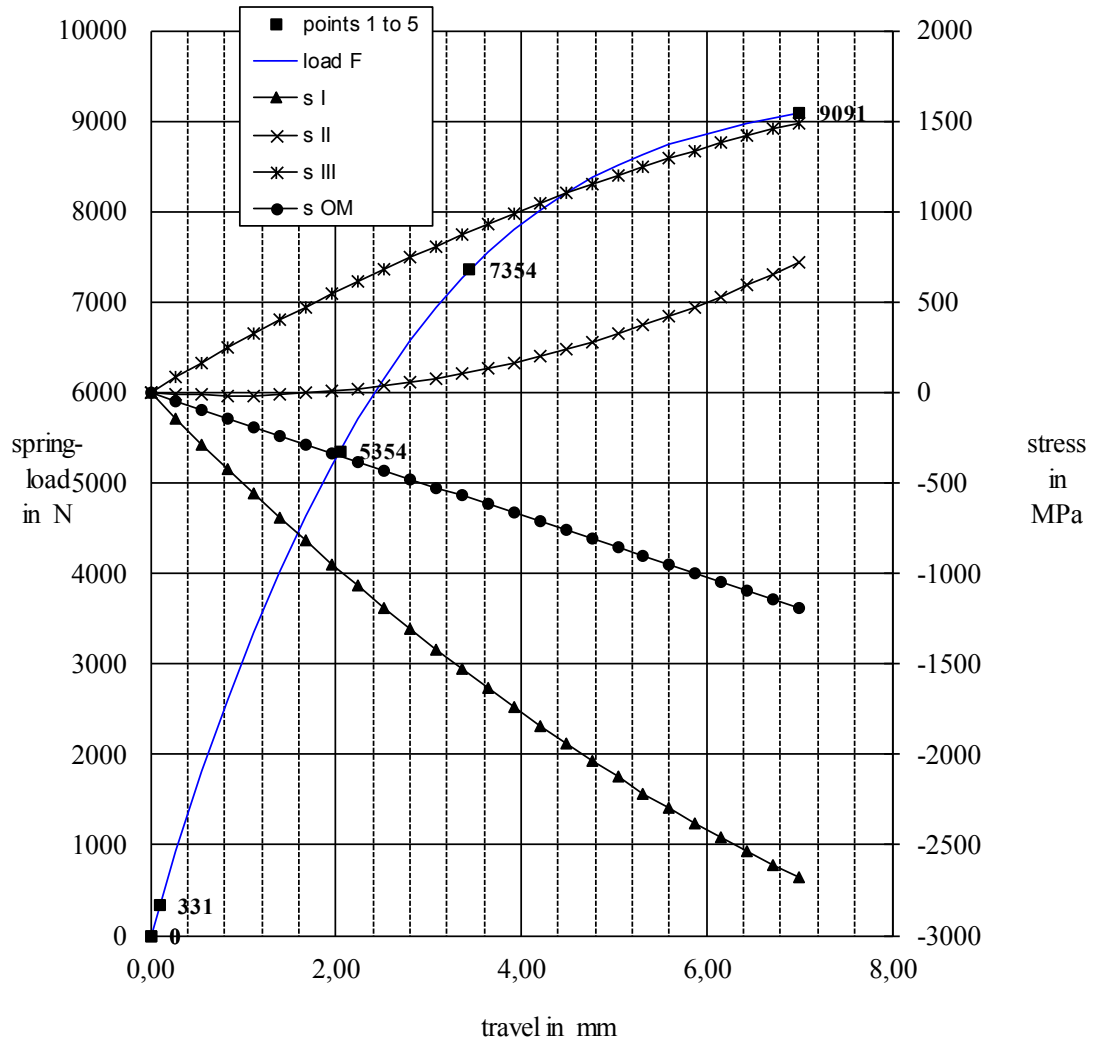
0.1.1900

0

Muhr und Bender, Tellerfedern und Spannelemente GmbH, Postfach 120, 57564 Daaden

phone.: sales: 02743/806-184, -194, Fax.: -188; engineering: 02743/806-268, -134, -135, Fax.: -292

characteristic of stack

**stack:** 2 springs 1 times against e.o.**dimensions**

outer diam.:  $D_e = 100,00$  mm  
inner diam.:  $D_i = 51,00$  mm  
thickness:  $t = 2,70$  mm  
red. thickness:  $t' = 2,70$  mm  
spring height:  $l_0 = 6,20$  mm

material: 50 CrV 4

Youngs-modulus: 206000 MPa at 20 °C

load points  
of stack

load-point	height l mm	travel s mm	load F N
0	12,400	0,000	0
1	12,304	0,096	331
2	10,355	2,045	5354
Flat	5,400	7,000	9091

<b>Mubea</b>  Version 19.7.98	<b>Disc Springs, Data Sheet</b> <b>group 2</b>									
	part./drawing no.: <b>18 0109</b> project: <b>0</b>									
0.1.1900 0	Muhr und Bender, Tellerfedern und Spannelemente GmbH, Postfach 120, 57564 Daaden phone.: sales: 02743/806-184, -194, Fax.: -188; engineering: 02743/806-268, -134, -135, Fax.: -292									
load points of one spring			calculated stresses				load points of stack			
height l mm	travel s mm	load F N	$\sigma_I$	$\sigma_{II}$	$\sigma_{III}$	$\sigma_{OM}$	height l mm	travel s mm	load F N	stiffness N/mm
6,20	0,000	0	0	0	0	0	12,40	0,000	0	3481
6,06	0,140	939	-145	-9	84	-48	12,12	0,280	939	3225
5,92	0,280	1807	-286	-14	165	-95	11,84	0,560	1807	2978
5,78	0,420	2607	-425	-17	245	-143	11,56	0,840	2607	2743
5,64	0,560	3344	-560	-16	322	-191	11,28	1,120	3344	2517
5,50	0,700	4018	-692	-12	398	-238	11,00	1,400	4018	2303
5,36	0,840	4634	-821	-6	472	-286	10,72	1,680	4634	2098
5,22	0,980	5194	-947	4	543	-333	10,44	1,960	5194	1905
5,08	1,120	5702	-1070	18	613	-381	10,16	2,240	5702	1721
4,94	1,260	6159	-1190	34	681	-429	9,88	2,520	6159	1548
4,80	1,400	6570	-1306	53	746	-476	9,60	2,800	6570	1386
4,66	1,540	6936	-1419	76	810	-524	9,32	3,080	6936	1234
4,52	1,680	7262	-1530	102	871	-572	9,04	3,360	7262	1093
4,38	1,820	7549	-1637	130	931	-619	8,76	3,640	7549	962
4,24	1,960	7801	-1741	162	989	-667	8,48	3,920	7801	841
4,10	2,100	8021	-1842	197	1044	-715	8,20	4,200	8021	731
3,96	2,240	8212	-1939	236	1098	-762	7,92	4,480	8212	632
3,82	2,380	8376	-2034	277	1150	-810	7,64	4,760	8376	543
3,68	2,520	8517	-2125	322	1199	-857	7,36	5,040	8517	464
3,54	2,660	8637	-2214	369	1247	-905	7,08	5,320	8637	396
3,40	2,800	8740	-2299	420	1293	-953	6,80	5,600	8740	338
3,26	2,940	8828	-2381	474	1336	-1000	6,52	5,880	8828	291
3,12	3,080	8904	-2460	531	1378	-1048	6,24	6,160	8904	255
2,98	3,220	8971	-2536	591	1418	-1096	5,96	6,440	8971	229
2,84	3,360	9033	-2608	654	1455	-1143	5,68	6,720	9033	213
2,70	3,500	9091	-2678	721	1491	-1191	5,40	7,000	9091	208
<b>stack:</b> 2 springs 1 times against e.o.										
<b>dimensions</b> outer diam.: $D_e = 100,00$ mm inner diam.: $D_i = 51,00$ mm thickness: $t = 2,70$ mm red. thickness: $t' = 2,70$ mm spring height: $l_0 = 6,20$ mm						load points of stack				
						load-point	height l mm	travel s mm	load F N	
						0	12,400	0,000	0	
						1	12,304	0,096	331	
						2	10,355	2,045	5354	
material: 50 CrV 4 Youngs-modulus: 206000 MPa at 20 °C						<b>Flat</b>	<b>5,400</b>	<b>7,000</b>	<b>9091</b>	

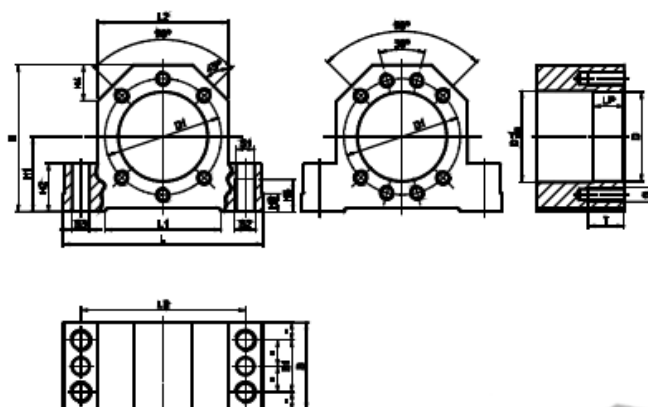
## PŘÍLOHA VII: Katalogový list pneumatického válce

### DSBC-80 [8]

parametr	hodnoty
zdvih	1 ... 2,800 mm
průměr pístu	80 mm
tlumení	P: pružné tlumicí kroužky/desky na obou stranách PPS: samočinně nastavitelné pneumatické tlumení koncových poloh PPV: nastavitelné pneumatické tlumení na obou stranách
montážní poloha	libovol.
konstrukce	píst pístnice profilová trubka
snímání polohy	pro čidla
varianty	pro suchý provoz vestavěná brzda zámkový v obou koncových polohách zámek v zadní koncové poloze zámek v přední koncové poloze zvýšená chemická odolnost měch na předním víku tvrdý stírací kroužek prodloužený vnější závit na pístnici vnitřní závit na pístnici prodloužená pístnice kovový stírací kroužek s pojištěním proti pootočení rovnoměrný pomalý pohyb bez tření průchozí pístnice těsnění odolná vysokým teplotám max. 120°C drážky pro čidla ze tří stran profilu slinuté ložisko rozsah teplot 0 - 150 °C rozsah teplot -40 - 80 °C jednostranná pístnice lehký chod pro použití na balancérech
provozní tlak	0,05 ... 12 bar
provozní režim	dvoučinný
kategorie ATEX pro plyny	II 2G
Ex - druh ochrany před vzplanutím plynů	c T4
ATEX kategorie pro prach	II 2D
Ex - druh ochrany před vzplanutím prachu	c T120°C
Ex - teplota okolí	-20°C ≤ Ta ≤ +60°C
provozní médium	stlačený vzduch podle ISO8573-1:2010 [7:4:4]
upozornění pro provozní a ovládací médium	provoz s přímazáváním olejem je možný (v jiných režimech se vyžaduje)
značka CE (viz prohlášení o shodě)	podle směrnice EU pro ochranu Ex (ATEX)
třída odolnosti korozi KBK	2

parametr	hodnoty
	3
okolní teplota	-40 ... 150 °C
energie nárazu v koncových polohách	1,8 J
teoretická síla při 6 barech, zpětný chod	2,721 N
teoretická síla při 6 barech, dopředný chod	2,721 ... 3,016 N
pohybující se hmotnost při zdvihu 0 mm	810 g
přírůstek hmotnosti na 10 mm zdvihu	92 g
základní hmotnost při zdvihu 0 mm	2,660 g
přírůstek pohybující se hmotnosti na 10 mm zdvihu	19 g
typ upevnění	dle volby: vnitřním závitem přísuvným
připojení pneumatiky	G3/8
upozornění k materiálu	ve shodě s RoHS
informace o materiálu víka	hliníkový tlakový odlitek potažený
informace o materiálu těsnění	TPE-U(PU)
informace o materiálu trubky válce	hliník legovaný pro tvárnost hladce eloxováno

## PŘÍLOHA VIII: Katalogový list domků pro matice kuličkových šroubů GFD [4]



Domečky pro přírubové kuličkové matice dle DIN 69051 část 5

Domečky pro matice jsou vhodné pro montáž přírubových matic dle DIN. Výška osy domečku je stažena s pevným uložením v radioaxiálním ložisku (str. 31–32) a volným uložením v radiálním ložisku (str. 33). Domeček se může přišroubovat jak se shora (S1), tak ze spodu (S2). Domeček má dva otvory pro kuželové nebo válcové kotlíky.

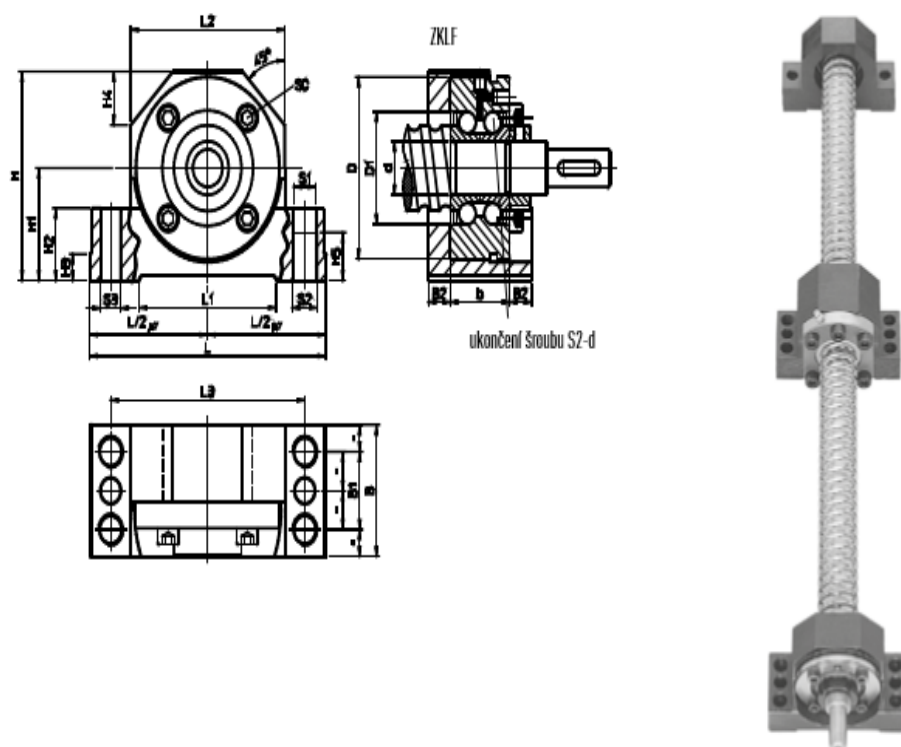


Jmenovitý průměr kul. šroubu	Označení	L	L1	L2	L3	H	H1 JS7	H2	H3	H4	H5	D H8	D1	LP	B	B1	S1 H12	S2	S3	Uspolá- dání otvorů	G	T
16	GFD-16	86	52	52	68	58	32	22	7	15	15	28	38	10	37	23	8,4	M10	7,7	1	M5	12
20	GFD-20	94	52	60	77	64	34	22	7	17	15	36	47	16	42	25	8,4	M10	7,7	1	M6	15
25	GFD-25	108	65	66	88	72	39	27	10	19	18	40	51	16	46	29	10,5	M12	9,7	1	M6	15
32	GFD-32	112	65	72	92	82	42	27	10	19	18	50	65	16	49	29	10,5	M12	9,7	1	M8	20
40	GFD-40	126	82	84	105	97	50	32	13	23	21	63	78	16	53	32	12,6	M14	9,7	2	M8	20
50	GFD-50	146	82	104	125	115	60	32	13	30	21	75	93	16	59	34	12,6	M14	9,7	2	M10	25

Neoznačené rozměry v [mm]

# PŘÍLOHA IX: Katalogový list ložiskových domků SFA [4]

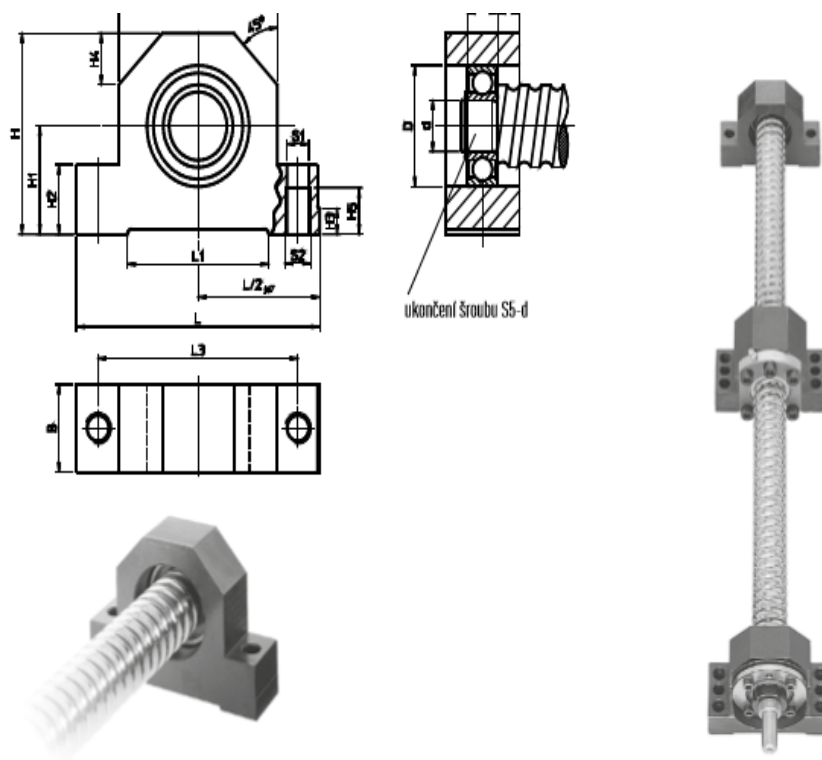
SFA - 12 ÷ SFA - 40



Jmenovitý průměr kul. šroubu	Označení	L	L1	L2	L3	H	H1 JS7	H2	H3	H4	H5	d	D	D1	b	B	B1	B2	S1 H12	S2	S3	Radioaxiální ložisko	Pojistná matice	SC DIN 912 10.9
20	SFA - 12	94	52	60	77	64	34	22	7	17	15	12	55	32	25	42	25	8,5	8,4	M10	7,7	ZKLF1255.2RSPE	HIR 12	3 x M6 x 35
25	SFA - 17	108	65	66	88	72	39	27	10	19	18	17	62	36	25	46	29	10,5	10,5	M12	9,7	ZKLF1762.2RSPE	HIR 17	3 x M6 x 35
32	SFA - 20	112	65	73	92	78	42	27	10	20	18	20	68	42	28	49	29	10,5	10,5	M12	9,7	ZKLF2068.2RSPE	HIR20x1	4 x M6 x 40
40	SFA - 30	126	82	84	105	92	50	32	13	23	21	30	80	52	28	53	32	12,5	12,6	M14	9,7	ZKLF3080.2RSPE	HIR 30	6 x M6 x 40
50	SFA - 40	146	82	104	125	112	60	32	13	30	21	40	100	66	34	59	34	12,5	12,6	M14	9,7	ZKLF40100.2RSPE	HIR 40	4 x M8 x 50

Neoznačené rozměry v [mm]

## PŘÍLOHA X: Katalogový list ložiskových domků SLA [4]



Patkové uložení pro volné uchycení kuličkového šroubu DIN 625

Volné uložení obsahuje:

- Ložiskový domeček z oceli
- Radiální ložisko
- Pojistný kroužek DIN 471

Výška osy volného uložení je shodná s pevným uložením a domečkem pro kul. matice. Domeček se může přišroubovat se shora (S1) a ze spodu (S2). Vhodné opracování konců pro volné uložení je typ S5-xx.

Jmenovitý průměr kul. šroubu	Označení	L	L1	L2	L3	H	H1 JS7	H2	H3	H4	H5	b	B	B1	S1 H12	S2	d	D J6	Poj. kroužek DIN 471	Radiální ložisko DIN 623
12	SLA - 06	62	34	38	50	41	22	13	5	11	9	6	15	4,5	5,3	M6	6	19	6 x 0,7	626.2RS
16	SLA - 10	86	52	52	68	58	32	22	7	15	15	9	24	7,5	8,4	M10	10	30	10 x 1,0	6200.2RS
20	SLA - 12	94	52	60	77	64	34	22	7	17	15	10	26	8,0	8,4	M10	12	32	12 x 1,0	6201.2RS
25	SLA - 17	108	65	66	88	72	39	27	10	19	18	12	28	8,0	10,5	M12	17	40	17 x 1,0	6203.2RS
32	SLA - 20	112	65	72	92	78	42	27	10	20	18	14	34	10,0	10,5	M12	20	47	20 x 1,2	6204.2RS
40	SLA - 30	126	82	84	105	92	50	32	13	23	21	16	38	11,0	12,6	M14	30	62	30 x 1,5	6206.2RS
50	SLA - 40	146	82	104	125	112	60	32	13	30	21	18	44	13,0	12,6	M14	40	80	40 x 1,75	6208.2RS

Neoznačené rozměry v [mm]